Библиотека СОК

СПРАВОЧНИК

ПО РАСЧЕТАМ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Справочник по гидравлике

Санкт – Петербург
“Мир и семья”
2001

УДК 532.542. 4.013.12
ББК 39.71-022
С 74

Авторы – составители:

Раздел 1 – д-р техн. наук, проф. *А. С. Юрьев*;
канд. техн. наук *С. Ю. Пирогов*;
канд. техн. наук, доц. *В. М. Низовцев* (п. 1.9)
Разделы 2 и 3 – канд. техн. наук, доц. *И. Г. Грачев*;
д-р техн. наук, проф. *А. С. Юрьев*;
канд. техн. наук, доц. *А. И. Преснов* (п. 2.18.3; 3.9)
Раздел 4 – канд. техн. наук *Н. П. Савищенко*;
канд. техн. наук *А. Н. Соколова* (п. 4.6)

Под редакцией д-ра техн. наук, проф. Анатолия Степановича Юрьева

Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем.
С 74 С.-Пб, АНО НПО “Мир и семья”, 2001. 1154 с., илл.
ISBN 5-94365-022-9

Справочник по гидравлике

В справочнике приводятся данные, необходимые для расчета гидравлических и вентиляционных сетей. Эти данные, представленные в виде диаграмм, графиков и формул, включают коэффициенты гидравлического сопротивления различных трубопроводов и запорно-регулирующих элементов гидравлических и вентиляционных сетей, характеристики насосов и вентиляторов, выпускаемых отечественными и зарубежными производителями. Приводятся методики и примеры расчетов, сортаменты труб и арматуры, используемых на практике, а также существующие ГОСТы и нормативные документы. Справочник предназначен для специалистов, занимающихся проектированием, монтажом и эксплуатацией гидравлических и вентиляционных систем, а также будет полезен исследователям, преподавателям, аспирантам и студентам технических вузов.

ISBN 5-94365-022-9 **ББК 39.71-022**

© АНО НПО “Мир и семья”, 2001
© Грачев И. Г., Низовцев В. М., Пирогов С. Ю.,
Савищенко Н. П., Юрьев А. С., составление, 2001

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий справочник должен стать практическим пособием для производственников и всех, кто по роду деятельности решает инженерные задачи, требующие знаний основ гидравлики и аэродинамики. Сейчас трудно найти отрасль техники, не связанную в той или иной мере с необходимостью расчетов, показывающих зависимость движения жидкостей и газов по трубам в различных аппаратах от сопротивлений и многих других препятствий. Различные жидкости (газы) используются в качестве рабочего тела во многих технических системах и технологических процессах. При этом они могут находиться в состоянии относительного покоя в различного рода резервуарах, ресиверах, водохранилищах, баллонах, в топливных баках самолетов, ракет, автомобилей, в железнодорожных цистернах или двигаться по различным трубопроводам, образующим гидравлические (газовоздушные) сети различной протяженности и сложности.

В одних случаях эти сети состоят в основном из трубопроводов большой протяженности с незначительным числом запорных и регулировочных устройств (нефте-, газо-, паро-, водопроводы), в других – это сложные гидравлические (газовоздушные) системы с большим числом фасонных узлов различного назначения, в третьих – они представляют единые агрегаты (теплообменники, котлы, двигатели, газо- и воздухоочистные аппараты).

Для решения одной из важнейших задач газогидродинамики – определения потерь энергии (напора) движущимися в сетях жидкостями (газами) – необходимо уметь правильно определять гидравлические (аэродинамические) сопротивления. В обеспечении выгодных с точки зрения энергозатрат режимов работы сетей важную роль играет правильный выбор для них насосной или вентиляционной установки. Эти задачи приходится решать как на этапе проектирования гидравлических (газовоздушных) сетей, так и в процессе их эксплуатации и ремонта. Последнее является особенно важным, так как порой незначительные отклонения от исходной геометрии сети, вызванные неточностью изготовления и монтажа заменяемых элементов, изменением их взаимного расположения, а также различного рода отложениями на внутренних стенках трубопроводов, могут привести к изменению характера движения жидкости и существенным изменениям основных параметров сети.

Стремление собрать в одной книге материалы, необходимые специалистам для оценки сопротивления гидравлических (газовоздушных) сетей, состоящих из участков самых разнообразных конфигураций, для правильного подбора насосных (вентиляторных) установок, а также данные об их основных характеристиках, определило основное содержание справочника. При этом изложение теоретических основ, необходимых для правильного понимания протекающих в сетях физических процессов, приводится в объеме, на наш взгляд, достаточном для того, чтобы читатель мог совершенно самостоятельно разобрать любой вопрос газогидродинамики, встречающийся в инженерной практике.

Составители ни в коей мере не претендуют на авторство всех материалов, включенных в справочник, так как большая часть справочных материалов и изложение некоторых теоретических вопросов по гидравлике и вентиляции с минимальными изменениями и добавлениями включены в том виде, в каком они представлены в первоисточниках, указанных в соответствующих ссылках на использованную литературу. Такой подход обусловлен рядом причин. Так, например, переработка данных, представленных в «Справочнике по гидравлическим сопротивлениям» И. Е. Идельчика в виде диаграмм, пояснений к ним и практических рекомендаций, нецелесообразна, так как, по мнению составителей, форма их представления является совершенной и наиболее удобной при использовании. Кроме того, сохранение представленных данных в форме, привычной для тех, кто ранее пользовался этим справочником, не потребует изменения навыков работы с ними. По этим же причинам, а также в силу разнообразия представленных в справочнике материалов, составители отказались от единой системы условных обозначений, оставив в разделах те обозначения, которые обычно используются в специальной литературе. Эти условные обозначения приводятся в начале каждого раздела.

Справочник состоит из четырех разделов и приложений в конце каждого из них.

В первом разделе приводятся общие сведения по гидравлике, включающие справочные сведения по физико-механическим свойствам наиболее распространенных жидкостей и газов, основные теоретические положения и уравнения газогидродинамики, законы ламинарного и турбулентного трения при движении жидкости по трубам, рассмотрены особые случаи движения жидкостей (гидроудар, истечение, кавитация). Материал подразделов 1.1 – 1.6 позволяет проводить расчеты простых и сложных гидравлических систем с использованием диаграмм гидравлических

Справочник по гидравлике

сопротивлений, приведенных в подразделах 1.7 – 1.8, составленных по материалам справочника И. Е. Идельчика.

В подразделе 1.9. приведены опытные данные о гидравлическом сопротивлении развитых компактных поверхностей теплообмена в виде графической зависимости коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса (в форме таблиц). Здесь же приведены зависимости безразмерного коэффициента теплоотдачи (числа Стантона) от числа Рейнольдса. Приведенные данные позволяют осуществлять расчеты и проектирование малогабаритных теплообменных аппаратов, которые нашли широкое применение в самых разнообразных областях техники (от компьютера до летательного аппарата).

Во втором разделе справочника излагаются общие сведения о насосах и насосных установках: в соответствии с ГОСТами классификация насосов, принцип действия, устройство и конструкция различных типов насосов, рассматриваются вопросы маркировки, приводятся технические показатели некоторых насосов, выпускаемых отечественной промышленностью и некоторыми иностранными фирмами. В приложении к этому разделу приводится список ГОСТов и нормативных документов по насосам и насосному оборудованию, утвержденных и действующих на 01.01.2001 г.

В третьем разделе рассматриваются вопросы, связанные с гидравлическими расчетами различных типов систем перекачки жидкости и газа, а также с монтажом насосных установок и комплектованием их элементами электрооборудования. Здесь кратко изложены вопросы эксплуатации насосов, возможные неисправности и способы их устранения; рассмотрены требования к противопожарному водоснабжению различных объектов. В приложениях к третьему разделу приводится сортамент труб и гидравлической запорно-регулировочной арматуры, широко используемых на практике.

Четвертый раздел посвящен газодинамическому расчету систем вентиляции. В нем представлена классификация систем вентиляции по назначению, способам перемещения воздуха и способу организации воздухообмена в соответствии с требованиями ГОСТов, достаточно подробно рассмотрены различные виды систем вентиляции с многочисленными примерами их расчетов. В этом разделе приводятся методики расчета потребного воздухообмена производственных, жилых и общественных помещений. Подробно излагается методика и приводятся формулы для газодинамического расчета воздуховодов при различных типах их соединений, а также даются примеры газодинамических расчетов систем естественной и механической вентиляции. Особое внимание уделяется описанию особенностей применения различных типов вентиляторов, подбору вентиляторов и электродвигателей к ним, а также мерам по снижению уровня шума вентиляторных установок. Рассмотрены вопросы эксплуатации систем вентиляции и требования противопожарной безопасности. Приложения включают ГОСТы, СНиПы и другие нормативные документы по вентиляторам и вентиляционным системам, технические параметры и аэродинамические характеристики типовых вентиляторов, выпускаемых отечественными и зарубежными производителями, параметры воздуховодов и вентиляционного оборудования.

В конце каждого раздела приводится перечень используемой и рекомендуемой литературы, в которой более подробно излагаются вопросы, затронутые в справочнике.

Составители считают своим долгом выразить благодарность **В. В. Лебедеву** *за помощь в подборе материала,* **Н. М. Долговой, Г. О. Ивановой, Г. А. Кузьменко, О. Е. Пироговой** *и* **А. Г. Юрьевой,** *внесшим большой вклад в оформление материалов справочника.*

Справочник по гидравлике

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика – наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и способы применения этих законов к решению инженерных задач. Само слово *гидравлика* происходит от сочетания двух греческих слов – ὕδωρ (хюдор) – *вода* и αὐλός (аулос) – *труба*, из чего должно следовать, что основным вопросом гидравлики является изучение движения жидкости по трубам. Однако такое представление о гидравлике отражает лишь исторический характер. Круг задач, решаемых этой наукой в настоящее время, выходит далеко за пределы такого представления: помимо задач о движении жидкостей в трубопроводах, он включает также задачи о прохождении жидкостей через различные устройства гидравлических систем (клапаны, запорные и регулирующие устройства, различного типа насосы, служащие для перемещения жидкостей, гидроприводы, гидроусилители и т.п.) и водопроводящих гидротехнических сооружений, задачи движения грунтовых вод.

Со времен своего зарождения гидравлика развивалась независимо от теоретической гидромеханики, развитие которой главным образом проходило в математическом направлении на основе исследования движения лишенной трения, так называемой идеальной жидкости. Разрыв между теоретической гидромеханикой и практической гидравликой тормозил развитие науки о движении жидкости. Сближение этих направлений следует отнести ко второй половине XIX и началу XX веков. Существенную роль в этом сыграла теория размерности и подобия, которую применительно к движению жидкостей развил О. Рейнольдс (1883), доказавший существование двух режимов движения жидкостей – ламинарного и турбулентного. Этим самым была усилена научная база практической гидравлики, позволившая обобщить многочисленные экспериментальные данные и сделать важные выводы.

В настоящее время продолжается дальнейшее сближение теоретической и экспериментальной гидравлики, которое стало особенно плодотворным благодаря применению вычислительной техники. Возможности современных ЭВМ значительно расширили круг практических задач, решаемых методами теоретической механики жидкостей и газов, поэтому изложению теоретических основ газогидромеханики в этом разделе уделено бóльшее внимание, чем это традиционно принято в справочной литературе.

Одной из важнейших задач гидравлики, связанной с изучением законов движения вязкой жидкости, является определение потерь энергии (напора) движущейся жидкостью, изучение законов падения давлений и определение гидравлических сопротивлений в трубопроводах и других устройствах при протекании по ним жидкостей или при их обтекании.

Величина этих потерь зависит от физико-механических свойств самих жидкостей и газов, от геометрии гидравлических сетей и устройств, их состояния, определяемого материалом, способом изготовления и условиями эксплуатации, а также физическими процессами, протекающими при движении жидкостей через них.

Рассмотрению этих вопросов посвящен настоящий раздел, в котором приводятся (п.п. 1.1 – 1.6) общие сведения по гидравлике, включающие справочные сведения по физико-механическим свойствам наиболее распространенных жидкостей и газов, основные теоретические положения и уравнения газогидромеханики, основы теории газогидродинамического подобия, законы ламинарного и турбулентного трения при движении жидкости по трубам, рассмотрены особые случаи движения жидкостей (гидроудар, истечение, кавитация). Материал параграфов 1.1 – 1.6 позволяет проводить приближенные оценочные гидравлические расчеты простых систем без обращения к диаграммам гидравлических сопротивлений реальных трубопроводов и трубопроводной арматуры. В то же время содержание этих параграфов является необходимой теоретической базой, обеспечивающей понимание пояснений и практических рекомендаций и правильное использование диаграмм гидравлических сопротивлений, приведенных в параграфах 1.7 – 1.8 (основу этих параграфов составляют материалы справочника И. Е. Идельчика, дополненные сведениями о гидравлических сопротивлениях и коэффициентах теплоотдачи компактных развитых поверхностей теплообмена), при проведении точных расчетов сложных гидравлических систем.

Справочник по гидравлике

Основные условные обозначения к разделу 1

Наименование величины	Обозначение	Размерность величины в системе СИ
Вес жидкости удельный	γ	Н/м^3
Время	t	с
Высота	h	м
Высота над уровнем моря или над уровнем поверхности	z	м
Газовая постоянная	R	Дж/(кг·К)
Давление	p	Па
Давление насыщенных паров	$p_{нп}$	Па
Диаметры гидравлические или эквивалентные (учетверенные гидравлические радиусы)	$D_г = \frac{4\Omega}{\Pi}$; $d_г = \frac{4\omega}{\Pi}$	м
Диаметры поперечного сечения	D, d	м
Длина стороны прямоугольного сечения	a, b	м
Длина участка, глубина канала или утолщение отверстия	l	м
Концентрация взвешенных частиц массовая	μ	–
Коэффициент вязкости динамический	μ	Па·с
Коэффициент вязкости кинематический	ν	м^2/с
Коэффициент живого сечения (просвет) решетки, диафрагмы, слоя и т. п.	$f = \frac{\omega_{отв}}{\Omega_р}$	–
Коэффициент импульса (количества движения)	$\beta = \frac{1}{\omega}\int_{\omega}\left(\frac{v}{V}\right)^2 d\omega$	–
Коэффициент кинетической энергии	$\alpha = \frac{1}{\omega}\int_{\omega}\left(\frac{v}{V}\right)^3 d\omega$	–
Коэффициент местного гидравлического сопротивления	ζ	–
Коэффициент поверхностного натяжения	σ	Н/м^2
Коэффициент потерь напора по длине (сопротивления трения единицы относительной длины $\left(\frac{l}{D_г}=1\right)$ участка)	λ	–
Коэффициент расхода	μ	–
Коэффициент сжимаемости жидкости	β	м^2/Н
Коэффициент силы трения, силы лобового сопротивления, газогидродинамической силы соответственно	c_f, c_x, c_R,	–

Справочник по гидравлике

Наименование величины	**Обозначение**	**Размерность величины в системе СИ**
Коэффициент скорости	φ	–
Коэффициент сужения струи, коэффициент заполнения сечения (коэффициент сжатия)	$\varepsilon = \frac{\omega_{сж}}{\omega_0}$	–
Масса жидкости (газа)	M	кг
Напор полный жидкости (газа) (полная удельная энергия газа)	H	Дж/кг
Напряжения трения	τ	Н/м^2
Объем жидкости	W	м^3
Объем жидкости удельный	w	м^3/кг
Объемный расход жидкости (газа)	Q	м^3/с
Периметр живого сечения смоченный	Π	м
Плотность жидкости (газа)	ρ	кг/м^3
Площадь поперечного сечения, площадь живого сечения	Ω, ω	м^2
Показатель изоэнтропы (адиабаты)	$k = \frac{c_p}{c_v}$	–
Потери давления общие	Δp_w	Па
Потери давления по длине (на трение) и местные потери давления	Δp_l, $\Delta p_м$	–
Потери напора общие в гидравлической системе	h_w	м
Потери напора по длине (потери на трение) и местные потери напора (коэффициент гидравлического сопротивления)	h_l, $h_м$	м
Радиус гидравлический	$R_г = \frac{\omega}{\Pi}$	м
Радиус сечения или радиус закругления	R	м
Расход жидкости (газа) весовой	G	Н/с
Расход жидкости (газа) массовый	$\dot{m}$	кг/с
Сила газогидродинамическая	R	Н
Сила давления	P	Н
Скорость критическая	$a_{кр}$	м/с
Скорость максимальная в живом сечении	V_{max}	м/с
Скорость потока относительная (приведенная)	$\lambda = \frac{V}{a_*}$	–

Справочник по гидравлике

Наименование величины	Обозначение	Размерность величины в системе СИ
Скорость потока среды в произвольной точке живого сечения истинная (местная)	v	м/с
Скорость распространения звука, скорость распространения гидроудара	a	м/с
Скорость, средняя в сечении потока	V	м/с
Степень турбулентности потока	$\varepsilon' = \frac{\sqrt{\overline{v'^2}}}{V}$	–
Степень шероховатости стенок	$\overline{k}$	–
Температура изоэнтропийного торможения	T_0	К
Температура термодинамическая	$T(t)$	К (°С)
Теплоемкость газов удельная при постоянном давлении и постоянном объеме соответственно	c_p, c_v	Дж/(кг·°С)
Толщина стенок трубопровода или ламинарного подслоя	δ	м
Угол поворота потока	δ	град
Универсальная газовая постоянная	$R_{ун}$	Дж моль/(кг·К)
Ускорение свободного падения	g	м/с^2
Число Вебера	$We = \frac{\rho V^2 d}{\sigma}$	–
Число кавитации	$\sigma = \frac{p - p_{нп}}{\rho V^2/2}$	–
Число Маха	$M = \frac{V}{a}$	–
Число Ньютона	$Ne = \frac{Rl}{MV^2}$	–
Число Рейнольдса	$Re = \frac{VD_г}{\nu} = \frac{\rho V D_г}{\mu}$	–
Число Фруда	$Fr = \frac{gl}{v^2}$	–
Число Эйлера	$Eu = \frac{p}{\rho v^2}$	–
Энергия газа внутренняя удельная	e	Дж/кг
Энтальпия газа	i	Дж/кг

Справочник по гидравлике

Раздел 1

ГИДРАВЛИКА. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Справочник по гидравлике

1.1. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

Жидкость, как и всякое физическое вещество, имеет дискретное строение и состоит из мельчайших частиц – молекул, атомов и т.д. Эти частицы, находясь в непрерывном тепловом движении, притягиваются друг к другу и сцепляются между собой или, наоборот, отталкиваются друг от друга. Силы притяжения и отталкивания действуют одновременно во всех жидкостях. Преобладание тех или иных сил зависит от расстояния между молекулами, а также от скоростей их относительного движения.

Различают два вида жидкостей: капельные и газообразные. Капельные жидкости (в дальнейшем для краткости – жидкости) представляют собой жидкости в общепринятом понимании этого слова – вода, нефть, керосин, машинные масла и т. д. Газообразные жидкости (газы): воздух, пары капельных жидкостей, различные технические газы обладают, наряду с общими свойствами капельных жидкостей, рядом свойств, отличающих их от капельных жидкостей. Так, например, молекулы жидкости находятся в непрерывном хаотическом тепловом движении, отличающемся от такого движения в газах. В жидкостях это движение представляет собой сочетание колебаний с частотой 10^{13} Гц около мгновенных центров со стохастическим скачкообразным переходом от одного центра к другому. Тепловое движение молекул газа – постоянная скачкообразная перемена мест. В газах молекулы в среднем отстоят сравнительно далеко друг от друга и имеют большие скорости поступательного (теплового) движения. Поэтому межмолекулярные силы в газах незначительны, вследствие чего при отсутствии внешних сил молекулы газа более или менее равномерно распределяются по всему предоставленному им объему.

С уменьшением расстояния между молекулами силы межмолекулярного взаимодействия быстро увеличиваются. В жидкостях эти силы становятся настолько большими, что обусловливают ряд явлений, не свойственных газам. Так, например, жидкость занимает часть объема, образуя свободную поверхность, силы поверхностного натяжения определяют такое явление как капиллярность. В невесомости жидкость под влиянием сил молекулярного притяжения стремится принять форму шара и т. д. В то же время диффузия молекул жидкостей и газов обусловливает их общее свойство – текучесть. Поэтому термин «жидкость» принимают для обозначения и капельных жидкостей (несжимаемые, малосжимаемые жидкости), и газов (сжимаемые жидкости).

В механике жидкостей и газов их в большинстве практических случаев рассматривают как сплошные среды (континиумы), непрерывно распределенные в занимаемом ими объеме, как бы забывая об их дискретной структуре (гипотеза сплошности).

1.1.1. Модель сплошной среды. Свойства и параметры, характеризующие модель сплошной среды

Допустимость предположения о сплошности среды следует из рассмотрения числовых значений некоторых величин, характеризующих реальные жидкости и газы, а именно: количества молекул в единице объема, размеров молекул, средних расстояний между ними и длин свободного пробега молекул. На основании закона Авогадро установлено, что при «нормальных» атмосферных условиях на уровне океана (температуре 15 ^{o}C и давлении 760 мм ртутного столба) в одном кубическом сантиметре воздуха содержится $2{,}7 \cdot 10^{19}$ молекул. (Жидкости, имеющие бóльшие плотности, чем газы, содержат еще бóльшее количество молекул в таком же объеме – $3{,}4 \cdot 10^{22}$). При этом средний диаметр молекулы воздуха, если ее принять за шар, имеет величину порядка $3 \cdot 10^{-8}$ см, а среднее расстояние между молекулами и длина свободного пробега молекулы составляют 10^{-7}см и 10^{-6}см соответственно. Огромное число молекул в кубическом сантиметре, достаточно малые их размеры и расстояния между ними дают основание пренебречь дискретностью газов (тем более жидкостей) и считать, что они непрерывным образом заполняют весь занимаемый ими объем. Действительно, если представить себе исчезающе малый объем воздуха (например, 0,001 мм^3), то в нем, несмотря на его малость, все-таки будет содержаться $2{,}7 \cdot 10^{13}$ молекул. Из-за малости длины свободного пробега молекулы следует ожидать, что все изменения, происшедшие с ней, не замедлят сказаться на ближайших молекулах, т. е. возмущения, возникшие в какой-либо точке пространства, занимаемого жидкостью, будут передаваться в соседние точки. При этом можно считать, что величины, претерпевшие возмущения, будут меняться непрерывным образом.

Рассуждая таким образом, мы пришли к **модели сплошной среды**. Важным понятием в модели сплошной среды

является понятие **частицы** среды. **Частица – это бесконечно малый объем сплошной среды, сохраняющий все ее свойства.** Частицы имеют объем, форму и массу, они непрерывно примыкают друг к другу, образуя сплошную среду.

Введение модели сплошной среды и понятия частицы позволило для исследования движения газов широко применять хорошо разработанный в математике аппарат дифференциального и интегрального исчислений. В выявлении свойств всех жидкостей и макроскопических параметров, характеризующих эти свойства и являющихся средним результатом микроскопических процессов, большую роль сыграла молекулярно-кинетическая теория и практический опыт. Этими свойствами должна быть наделена введенная на основании гипотезы сплошности модель сплошной среды. Полнота учета этих свойств определяет достоверность и адекватность получаемых с помощью модели сплошной среды результатов.

Все свойства, которыми наделяется модель сплошной среды, можно условно разделить на три группы, связанные соответственно с понятиями силы, массы и энергии.

Свойства и параметры, связанные с понятием силы

Известным свойством жидкостей и газов является их способность оказывать силовое воздействие на поверхности, ограничивающие объем, который они занимают. Это силовое воздействие согласно молекулярно-кинетической теории есть результат ударов молекул об эту поверхность. Легко понять, однако, что силовое взаимодействие имеет место не только на ограничивающей поверхности, но и в любой точке объема, занимаемого жидкостью, так как ее молекулы совершают хаотическое тепловое движение во всех точках этого объема. Величина и направление сил, возникающих при этом, зависят от характера взаимодействия молекул с поверхностью. Этот характер достаточно сложен и определяется многими факторами (материал стенки, качество ее обработки и т. д.). После взаимодействия со стенкой (рис. 1.1), падающая под углом α_1 молекула, имеющая скорость v_1, отразится под углом α_2 (в общем случае $\alpha_2 \neq \alpha_1$) и будет иметь скорость v_2, отличную от v_1.

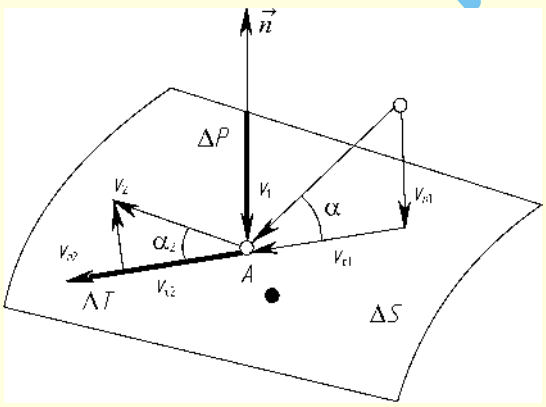


Рис. 1.1. Схема силового взаимодействия

Из рис. 1.1 видно, что в результате взаимодействия изменились нормальная и касательная составляющие скорости ($v_{n1} \neq v_{n2}$ и $v_{\tau 1} \neq v_{\tau 2}$), а следовательно, и проекции секундного импульса (количества движения) на нормаль и касательную к поверхности. Изменение секундного импульса в соответствии с теоремой об изменении импульса (количества движения) равно импульсу силы, имеющей проекции соответственно на нормаль и касательную к поверхности. В результате воздействия бесконечно большого числа молекул на всю поверхность, площадь которой ΔS, на нее будут действовать суммарные – нормальная ΔP и касательная ΔT силы. Отношение ΔP к величине площади ΔS называется средним давлением

$$p_{ср} = \frac{\Delta P}{\Delta S} \qquad (1.1)$$

Если нам необходимо знать не среднее давление, а давление в какой-либо точке A, то, очевидно, надо найти предел отношения (1.1) при ΔS, стремящейся к нулю так, чтобы точка A всегда оставалась на ней

$$p_A = \lim_{\Delta S \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta S}. \qquad (1.2)$$

Это и будет местное давление в точке A (или напряжение давления). Размерность давления – Паскаль [Н/м^2] в системе СИ или [кГ/м^2] в системе МКГСС следует из (1.2). Давление на практике часто измеряют в физических или технических атмосферах.

Физической атмосферой называют среднее давление атмосферного воздуха на уровне моря при температуре 0 °С и обозначают сокращенно атм.

$$1 \text{ атм} = 1{,}01325 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Это давление может быть уравновешено столбиком ртути высотой 760 мм или столбом воды высотой 10 330 мм.

В технике пользуются технической атмосферой, которую обозначают ат.

$$1 \text{ ат} = 0{,}980665 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2.$$

Давление в 1 ат может быть уравновешено столбиком ртути высотой 735,5 мм или столбом воды высотой 10 000 мм.

В табл. 1.1 приведен перевод единиц измерения давления, используемых в технике.

Атмосферное давление, измеряемое барометром, называют барометрическим и обозначают $p_{бар}$ или $p_{атм}$ (рис. 1.2).

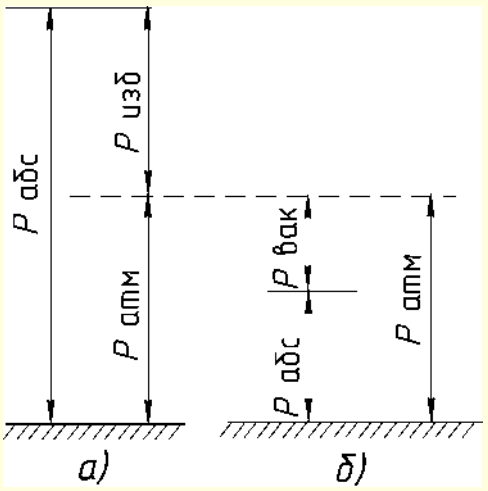


Рис. 1.2. Виды измеряемых давлений

Справочник по гидравлике

Таблица 1.1

Переводные коэффициенты единиц измерения давления

Единицы давления	Н/м^2, Па	бар	кГ/м^2	кГ/см^2	мм рт. ст.	мм вод. ст.	м вод. ст.
Н/м^2	1,0	0,00001	0,102	0,0000102	0,00749	0,102	0,000102
бар (10^5 Н/м^2)	100000	1	10200	1,02	749	10200	10,2
кГ/м^2	9,8100	0,0000981	1	0,0001	0,0735	1,0	0,001
кГ/см^2	98100	0,981	10000	1	735,56	10000	10,00
мм рт. ст.	133,5	0,001335	13,6	0,00136	1	13,6	0,0136
м вод. ст.	9,81	0,0000981	1,0	0,0001	0,0735	1	0,001
мм вод. ст.	9810	0,0981	1000	0,100	73,556	1000	1

В зависимости от выбора начала отсчета численное значение давления может быть разным. Различают абсолютное давление ($p_{абс}$), отсчитываемое от абсолютного нуля, за который принимается давление в пустоте. Поскольку в жидкости не может быть растягивающих напряжений, абсолютное давление может быть только положительным. Если величина давления отсчитывается от нуля, за который принято атмосферное давление $p_{атм}$, то такое давление называется **избыточным** $p_{изб}$.

Связь между атмосферным и избыточным давлением выражается соотношением (см. рис. 1.2*а*)

$$p_{абс} = p_{атм} + p_{изб}.$$

Избыточное давление может быть как положительным (рис. 1.2*а*), так и отрицательным (рис. 1.2*б*). Во втором случае оно называется вакуумом, а абсолютное давление определяется в этом случае уравнением (см. рис. 1.2*б*)

$$p_{абс} = p_{атм} - p_{вак}.$$

Давление обладает тремя известными свойствами, которые приводятся здесь без доказательства.

Первое свойство. Давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует.

Второе свойство. Величина гидростатического давления в точке не зависит от направления (т. е. от ориентации в пространстве площадки, включающей эту точку).

Третье свойство. Давление в точке зависит от ее координат в пространстве, т. е. $p = f(x, y, z)$.

Аналогичные рассуждения можно провести и для касательной силы ΔT. Тогда

$$\tau_A = \lim_{\Delta S \to 0} \frac{\Delta T}{\Delta S} \qquad (1.3)$$

τ_A – местное напряжение трения в точке A.

Согласно гипотезе сплошной среды такие пределы **всегда** существуют, в то время как в дискретной среде может оказаться, что именно в эту точку A не попадает ни одна из молекул. Размерность напряжений трения такая же, как и размерность давления. **Свойство сплошной среды, заключающееся в появлении напряжений трения, называется вязкостью.**

Все реальные жидкости обладают вязкостью. Это свойство проявляется лишь в движущейся жидкости и только тогда, когда имеется относительное движение соседних слоев жидкости. В этом случае между этими слоями возникают силы взаимодействия, препятствующие перемещению одного слоя относительно другого. Иначе, когда соседние слои жидкости движутся с разными скоростями, на поверхности раздела появляются силы, препятствующие сдвигу этих слоев относительно друг друга.

Таким образом, вязкость – это свойство жидкости, проявляющееся в возникновении сил внутреннего трения при относительном перемещении соседних слоев жидкости, т. е. свойство жидкости сопротивляться деформации сдвига. Возникновение этих сил определяется силами межмолекулярного сцепления и хаотическим тепловым движением молекул.

Для выяснения роли движения молекул выделим в движущейся жидкости два соседних слоя, один из которых движется со скоростью v_1, а другой – v_2 (рис. 1.3).

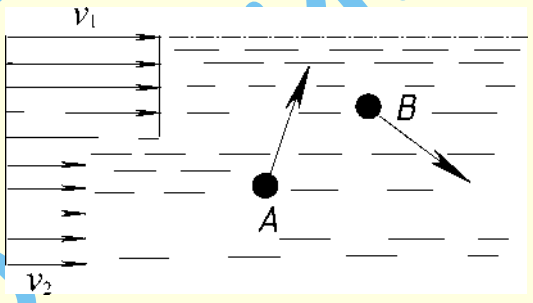


Рис. 1.3. Схема к определению вязкости жидкости

Молекулы жидкости в обоих слоях, помимо направленного движения со скоростью v_1 и v_2, также участвуют и в хаотическом движении со своей собственной скоростью. Поэтому не исключена возможность, что частицы жидкости из одного слоя могут попасть в другой. При этом частицы, подобные A, попадая в верхний слой, будут тормозить его, так как имеют ме́ньшее количество движения в направлении скорости v_1 и будут поглощать часть импульсов от частиц, движущихся с бо́льшей скоростью v_1. Частицы же, подобные B, попадая в нижний слой, будут, наоборот, ускорять его, так как будут передавать часть своего количества движения, определенного бо́льшей скоростью v_1. Отсюда видно, что нижний слой, движущийся с ме́ньшей скоростью v_2, будет тормозить верхний слой, движущийся со скоростью v_1, т. е. между этими слоями появятся силы внутреннего трения, направленные против движения жидкости по отношению к верхнему слою.

Условия, когда в жидкости имеются слои, движущиеся с разными скоростями, возникают всегда при движении жидкости вдоль твердых поверхностей, в трубах, каналах, так как скорость жидкости у самой стенки равна нулю. Ее частицы как бы прилипают к поверхности, сцепляясь с ней (адгезия). Поэтому вблизи твердых стенок скорость жидкости возрастает от нулевого значения до скорости основной массы жидкости по вполне определенному закону (рис. 1.4).

Справочник по гидравлике

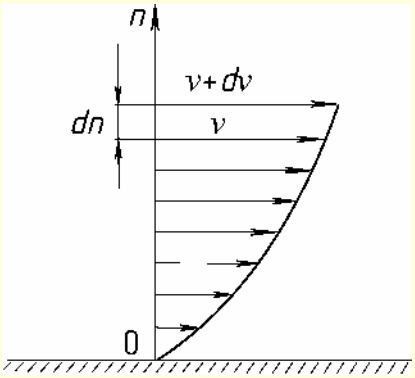


Рис. 1.4. Профиль скорости в потоке вязкой жидкости

Напряжения трения определяются эмпирической формулой Ньютона:

$$\tau = \mu\left(\frac{dv}{dn}\right), \qquad (1.4)$$

определяющей закон вязкого трения: напряжения трения пропорциональны градиенту скорости в относительном движении. Здесь n – нормаль к поверхности, вдоль которой движется жидкость; коэффициент пропорциональности μ называется динамическим коэффициентом вязкости. Он измеряется в пуазах, в $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}\cdot\text{с}$ (Па · с) – (СИ) или $\frac{\text{кГ}}{\text{м}^2}\cdot\text{с}$ – (МКГСС), что следует из (1.4).

В справочных данных часто μ для жидкостей приводят в сантипуазах (сП), составляющих сотую часть пуаза, а для воздуха – в микропуазах (мкП). Соотношение между этими единицами:

$$1\ \text{П} = 10^2\text{сП} = 10^6\ \text{мкП} = 10^{-3}\ \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}\cdot\text{с}\ \ (\text{Па}\cdot\text{с}) = 10^{-4}\ \frac{\text{кГ}}{\text{м}^2}\cdot\text{с}\ .$$

Вязкость жидкости зависит от рода жидкости и от температуры. Значения μ для воды представлены в таблице 1.2.

Для определения μ воды при различных температурах можно использовать формулу Пуазейля

$$\mu = \frac{\mu_0}{(1+0{,}0337t+0{,}000221t^2)}, \qquad (1.5)$$

где μ_0 – динамический коэффициент вязкости при t = 0 °С, t – температура воды в °С.

Значения μ для других жидкостей см. таблицы 1.3–1.7.

Таблица 1.2

Динамический коэффициент вязкости воды при различной температуре [319]

Температура, °С	μ, сП	Температура, °С	μ, сП
0	1,7865	20	1,0019
5	1,5138	25	0,8909
10	1,3037	30	0,7982
15	1,1369	40	0,6540

Температура, °С	μ, сП	Температура, °С	μ, сП
50	0,5477	90	0,3155
60	0,4674	100	0,2829
70	0,4048	125	0,220
80	0,3554	150	0,183

Таблица 1.3

Динамический коэффициент вязкости различных жидкостей μ, сП [319]

Жидкость	0 °С	10 °С	20 °С	30 °С	40 °С	50 °С	60 °С	70 °С	100 °С
Анилин		6,53	4,39	3,18	2,40	1,91	1,56	1,29	0,76
Ацетон	0,397	0,358	0,324	0,295	0,272	0,251			
Бензол		0,757	0,647	0,560	0,491	0,436	0,389	0,350	
Бромбензол	1,556	1,325	1,148	1,007	0,889	0,792	0,718	0,654	0,514
Кислота муравьиная		2,241	1,779	1,456	1,215	1,033	0,889	0,778	0,547
Кислота серная	56	49	27	20	14,5	11,0	8,2	6,2	
Кислота уксусная			1,219	1,037	0,902	0,794	0,703	0,629	0,464
Масло касторовое		2420	986	451	231	125	74	43	16,9
Масло прованское		138	84	52	36	24,5	17	12,4	
н – Октан	0,710	0,618	0,545	0,485	0,436	0,394	0,358	0,326	0,255
н – Пентан	0,278	0,254	0,234	0,215	0,198	0,184	0,172	0,161	0,130
Ртуть	1,681	1,661	1,552	1,499	1,450	4,407	1,367	1,327	1,232
Сероуглерод	0,436	0,404	0,375	0,351	0,329				
Спирт метиловый	0,814	0,688	0,594	0,518	0,456	0,402	0,356		
Спирт этиловый	1,767	1,447	1,197	1,000	0,830	0,700	0,594	0,502	
Толуол	0,771	0,668	0,585	0,519	0,464	0,418	0,379	0,345	0,268
Углекислота (жидкая)	0,099	0,085	0,071	0,053					
Углерод четыреххлористый	1,348	1,135	0,972	0,845	0,744	0,660	0,591	0,533	0,400
Хлороформ	0,704	0,631	0,569	0,518	0,473	0,434	0,399		
Этилацетат	0,581	0,510	0,454	0,406	0,366	0,332	0,304	0,278	

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.3

Жидкость	0 °C	10 °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	100 °C
Этилформиат	0,508	0,453	0,408	0,368	0,335	0,307	–	–	
Эфир этиловый	0,294	0,267	0,242	0,219	0,199	0,183	0,168	0,154	0,119

Таблица 1.4

Относительный динамический коэффициент вязкости нормальных водных растворов[1] [319]

Вещество	Температура, °C	Относительная вязкость 1 н. водных растворов [320]
Аммиак	25	1,02
Аммоний хлористый	17,6	0,98
Калий йодистый	17,6	0,91
Калий хлористый	17,6	0,98
Кальций хлористый	20	1,31
Кислота серная	25	1,09
Кислота соляная	15	1,07
Натр едкий	25	1,24

Таблица 1.5

Динамический коэффициент вязкости водных растворов глицерина [319]

Относительный удельный вес γ_{25}^{25}	Массовый процент глицерина	μ, сП		
		20 °C	25 °C	30 °C
1,26201	100	1495,0	942,0	622,0
1,25945	99	1194,0	772,0	509,0
1,25685	98	971,0	627,0	423,0
1,25425	97	802,0	521,5	353,0
1,25165	96	659,0	434,0	295,8
1,24910	95	543,5	365,0	248,0
1,20925	80	61,8	45,72	34,81
1,12720	50	6,032	5,024	4,233
1,06115	25	2,089	1,805	1,586
1,02370	10	1,307	1,149	1,021

Таблица 1.6

Относительный коэффициент вязкости воды при высоких давлениях (по отношению к вязкости воды при 0 °C и при давлении $1\frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}\cdot\text{с}$) [319]

Давление, кгс/см^2	0 °C	10,3 °C	30 °C	75 °C
1	1,000	0,779	0,488	0,222
1000	0,921	0,743	0,514	0,239
2000	0,957	0,754	0,550	0,258
4000	1,11	0 ,842	0,658	0,302
6000	1,35	0,981	0,786	0,367
8000		1,15	0,923	0,445
10000			1,06	

[1] Нормальным называется раствор, содержащий в 1 литре 1 грамм-эквивалент растворенного вещества. Коэффициенты вязкости растворов отнесены к коэффициентам вязкости воды при той же температуре.

Таблица 1.7

Относительный коэффициент вязкости различных жидкостей при высоких давлениях (отнесен к μ при температуре 30 °C и давлении 1 кГ/см^2) [319]

Жидкость	Температура, °C	Давление, кгс/см^2			
		1000	4000	8000	12000
Ацетон	30	1,68	4,03	9,70	
	75	1,30	2,79	5,78	10,7
н-Пентан	30	2,07	7,03	22,9	70,2
	75	1,46	4,74	13,2	31,1
Сероуглерод	30	1,45	3,23	6,92	15,5
	75	1,12	2,35	4,69	8,83
Спирт метиловый	30	1,47	2,96	5,62	9,95
	75	0,857	1,61	2,80	4,52
Спирт этиловый	30	1,59	4,14	10,5	24,5
	75	0,747	1,95	4,30	8,28
Эфир этиловый	30	2,11	6,20	18,2	46,8
	75	1,41	3,99	9,69	20,5

В общем случае (см. рис. 1.4)

$$\tau = \mu\left(\frac{dv}{dn}\right)^m. \qquad (1.6)$$

Если $m = 1$, то жидкости называются ньютоновскими, в противном случае – неньютоновскими.

Давление и напряжение трения относятся к поверхностным силам. Их величина пропорциональна площади поверхности.

В молекулярно-кинетической теории газов показано, что коэффициент вязкости не должен зависеть от давления и изменяться пропорционально квадратному корню из абсолютной температуры. Первый вывод оказывается в общем правильным. Исключением являются очень низкие и очень высокие давления. Второй вывод требует некоторых поправок. В приближенных теоретических исследованиях для воздуха и других газов используют степенные формулы вида

$$\mu = \mu_0\left(\frac{T}{T_0}\right)^n, \qquad (1.7)$$

где μ_0 – значение динамического коэффициента вязкости при некоторой температуре T_0;

n – показатель степени, имеющий в зависимости от сорта газа и диапазона температур значения 0,5÷1. Для воздуха показатель n берут обычно равным 0,76. Более точной является формула Сезерленда

$$\mu = \mu_0\left(\frac{T_0 + C}{T + C}\right)\left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{3}{2}}. \qquad (1.8)$$

Справочник по гидравлике

Таблица 1.8

Динамический коэффициент вязкости различных газов и паров при различных температурах [319]

Газ или пар	0 °С	20 °С	50 °С	100 °С	150 °С	200 °С	250 °С	300 °С	Постоянная Сезерленда *C*
Азот	166	174	188	208	229	246	263	280	104
Аргон	212	222	242	271	296	321	344	367	142
Бензол	70	75	81	94	108	120			
Водород	84	88	93	103	113	121	130	139	72
Воздух	171	181	195	218	239	258	277	295	117
Гелий	186	194	208	229	250	270	290	307	
Закись азота	137	146	160	183	204	225	246	265	260
Кислород	192	200	218	244	268	290	310	330	125
Метан	103	109	119	135	148	161	174	186	164
Неон	298	310	329	365	396	425	453		56
Пары воды				128	147	166	184	201	650
Сернистый газ	117	126	140	163	186	207	227	246	306
Спирт этиловый				109	120	136	152		
Углекислота	138	146	163	186	207	229	249	267	240
Углерода оксид	166	177	189	210	229	246	264	279	102
Хлор	123	132	145	169	189	210	230	250	350
Хлороформ	94	102	112	129	146	160			
Этилен	97	103	112	128	141	154	166	179	226

В этой формуле C – постоянная Сезерленда, имеющая различные значения для разных газов. Для воздуха C = 117. Значения μ и C для различных газов и паров некоторых жидкостей приведены в таблице 1.8. В таблице 1.9 для некоторых газов приводятся значения μ в зависимости от температуры при высоких давлениях. В этих таблицах значения μ приведены в мкП (микропуазах)

$$1 \text{ мкП} = 10^{-6}\text{П} = 10^{-9}\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}\cdot\text{с} = 10^{-10}\frac{\text{кГ}}{\text{м}^2}\cdot\text{с}.$$

Таблица 1.9

Динамический коэффициент вязкости некоторых газов при высоких давлениях (мкП) [319]

Газ	Температура, °С	Давление в атмосферах				
		50	100	300	600	900
Азот	25	187	199	266	387	495
Азот	50	197	208	267	370	470
Азот	75	207	217	268	361	442
Углекислота	40	181	483			
Этилен	40	134	288			

Кроме динамического коэффициента вязкости μ, в гидравлике и аэромеханике часто применяется кинематический коэффициент вязкости ν, связанный с μ соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}\ [\text{м}^2/\text{с}] \text{ или } [\text{см}^2/\text{с}], \qquad (1.9)$$

где ρ – плотность жидкости или газа. Единицей измерения кинематического коэффициента вязкости является стокс [см^2/с] или в системе СИ – [м^2/с]. Для смазочных масел и жидкостей, применяемых в машинах и гидросистемах, предложена формула, связывающая коэффициент кинематической вязкости и температуру жидкости:

$$\nu_t = \nu_{50}\left(\frac{50}{t}\right)^n, \qquad (1.10)$$

где ν_t – коэффициент кинематической вязкости при температуре t °С; ν_{50} – коэффициент кинематической вязкости при температуре 50 °С; t – температура, при которой требуется определить вязкость, °С; n – показатель степени, зависящий от рода жидкости, изменяющийся в пределах от 1,3 до 3,5 и более в зависимости от значения ν_{50}. С достаточной точностью n может определяться выражением $n = \lg\nu_{50} + 2{,}7$. Значения n в зависимости от исходной вязкости ν при 50 °С приведены в таблице 1.10. Значения кинематических и динамических коэффициентов вязкости некоторых жидкостей даны в таблицах 1.11–1.15.

Таблица 1.10

Значения показателя степени *n* в формуле (1.10) [576]

$\nu_{50} \cdot 10^6$, м^2/с	n	$\nu_{50} \cdot 10^6$, м^2/с	n
2,8	1,39	37,3	2,24
6,25	1,59	45,1	2,32
9,0	1,72	52,9	2,42
11,8	1,79	60,6	2,49
21,2	1,99	68,4	2,52
29,3	2,13	80,0	2,56

Справочник по гидравлике

Таблица 1.11

Кинематический коэффициент вязкости некоторых жидкостей [576]

Жидкость	t, °С	$\nu \cdot 10^4$, м^2/с	Жидкость	t, °С	$\nu \cdot 10^4$, м^2/с
Анилин	20	0,0430	Масло И-100А	50	0,90–1,18
Бензин	18	0,0065	Масло касторовое	20	10,02
Бензол	20	0,0007	Масло турбинное (ГОСТ 32–74; 9972–74): ТП-30	50	0,28–0,32
Глицерин:			Масло ТП-46	50	0,44–0,48
50%-ный водный раствор	20	0,0598	Масло цилиндровое:		
86%-ный водный раствор	20	1,0590	11 (ГОСТ 380 185–75)	100	0,09–0,13
Безводный	20	8,7000	24 (ГОСТ 380 185–75)	100	0,20–0,28
Дизельные топлива (ГОСТ 305–82)	20	0,018–0,060	38 (ГОСТ 6411–76)	100	0,32–0,50
Керосин	18	0,025	52 (ГОСТ 6411–76)	100	0,50–0,70
Мазут топочный (ГОСТ 10 585–75)	80	0,438–1,18	Молоко цельное	20	0,0174
Масло авиационное МС, МК (ГОСТ 21743–76)	100	0,14–0,22	Нефть легкая	18	0,250
Масло веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	20	0,49	Нефть тяжелая	18	1,400
Масло индустриальное (ГОСТ 20799–75): И-5А	50	0,04–0,05	Патока	18	600
Масло И-8А	50	0,06–0,08	Ртуть	15	0,0011
Масло И-12А	50	0,10–0,14	Сероуглерод	20	0,0029
Масло И-25А	50	0,24–0,27	Скипидар	16	0,0183
Масло И-30А	50	0,28–0,33	Спирт этиловый безводный	20	0,0151
Масло И-40А	50	0,35–0,45	Хлористый натрий (раствор с 26% NaCl)	20	0,0153
Масло И-70А	50	0,65–0,75	Эфир	20	0,0039

Таблица 1.12

Кинематический коэффициент вязкости некоторых масел при разных температурах [576]

Масло	Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^4$, м^2/с, при температуре t, °С					
	100	50	10	0	–5	–10
Авиационное (ГОСТ 21743–76):						
ИС-20С	0,21	1,52	30,8	81,6	143,5	258,5
МС-20	0,21	1,51	29,6	85,4	153,6	323,0
МК-22	0,22	1,76	38,8	85,5	294,5	1095
Автотракторное А К-15	0,50	1,24	40,8	155,2	450,0	1047
Веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	0,036	0,13	0,90	1,80	2,80	4,40
Для гидравлических систем АМГ-10 (ГОСТ 6794–75)	0,047	0,11	0,30	0,44	0,54	0,67
Индустриальное (ГОСТ 20799–75):						
И-20	0,048	0,18	1,13	2,75	4,20	6,40
И-45	0,081	0,42	5,01	11,90	19,5	59,9
И-50 (машинное СУ)	0,085	0,50	8,33	22,9	41,7	83,8

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.12

Масло	Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^4$, м^2/с, при температуре t, °С					
	100	50	10	0	–5	–10
Трансформаторное с присадкой ионол	0,03	0,09	0,50	0,89	1,24	1,77
Турбинное (ГОСТ 32–74; 9972–74):						
ТП-22	0,06	0,22	2,13	4,76	7,73	9,10
ТП-22 (из сернистых нефтей)	0,05	0,21	1,72	3,75	5,68	25,3
ТП-30 УТ	0,06	0,42	3,59	8,63	14,4	33,1

Таблица 1.13

Кинематический коэффициент вязкости некоторых сплавов [576]

Сплав	t, °С	$\nu \cdot 10^4$, м^2/с
Сталь жидкая (0,3% С)	1550	0,0037
Fe-C (при 3,4% С)	1300	0,0129
Чугун (3% C, 2% Si, 0,33% Mn, 0,2% P, 0,025% S)	1300	0,0109

Таблица 1.14

Кинематический коэффициент вязкости пресной воды [576]

t, °С	$\nu \cdot 10^4$, м^2/с	t, °С	$\nu \cdot 10^4$, м^2/с	t, °С	$\nu \cdot 10^4$, м^2/с	t, °С	$\nu \cdot 10^4$, м^2/с
0	0,0179	7	0,0143	25	0,0090	60	0,0048
1	0,0173	10	0,0131	30	0,0080	70	0,0042
2	0,0167	12	0,0124	35	0,0072	80	0,0037
3	0,0162	15	0,0114	40	0,0065	90	0,0033
4	0,0157	17	0,0109	45	0,0060	100	0,0029
5	0,0152	20	0,0101	50	0,0055		

Таблица 1.15

Динамический коэффициент вязкости некоторых масел при различных давлениях [576]

Масло	t, °С	Динамический коэффициент вязкости $\mu \cdot 10$, Па·с, при давлении, МПа					
		0,1	10	20	30	40	50
Автол	37	1,440	1,940	2,450	3,060	3,672	4,896
Машинное	22	2,880	3,416	4,176	5,184	6,822	8,640
Трансформаторное	22	0,346	0,374	0,418	0,489	0,562	0,650

Динамический и кинематический коэффициенты вязкости некоторых газов приводятся в таблице 1.15*а* и 1.16 соответственно.

Справочник по гидравлике

Таблица 1.15а

Динамический коэффициент вязкости газов $\mu \cdot 10^6$ (в Па·с) при давлении 101,325 кПа в зависимости от температуры и постоянная С в формуле Сезерленда [272]

Наименование газа	Формула	Температура, °С													С	Диапазон температур, °С
		–20	0	20	40	60	80	100	150	200	300	400	600	800		
Азот	N_2	15,75	16,60	17,48	18,35	19,25	20,00	20,82	22,90	24,60	28,10	31,10	36,60	41,30	104	25–280
Аммиак	NH_3	8,60	9,30	10,05	10,78	11,45	12,15	12,80	14,60	–	–	–	–	–	503	20–300
Аргон	Ar	–	21,20	22,20	–	–	–	27,10	–	32,10	36,70	41,00	48,70	55,40	142	20–827
Ацетилен	C_2H_2	9,02	9,60	10,21	10,82	11,45	12,02	12,60	–	–	–	–	–	–	215	–
Бутан	C_4C_{10}	–	6,90	7,40	–	–	–	9,50	–	–	–	–	–	–	358	–
Водород	H_2	8,04	8,40	8,80	9,18	9,59	9,96	10,30	11,30	12,10	13,90	15,40	18,30	21,00	71	20–100
Водяной пар	H_2O	8,20	8,93	9,67	10,40	11,13	11,87	12,60	–	16,04	20,00	23,90	31,45	38,65	961	20–406
Воздух	–	16,20	17,12	18,09	19,04	19,98	20,89	21,90	–	26,02	29,72	33,01	39,06	44,30	111	16–825
Гелий	He	17,50	18,60	19,55	20,40	21,35	22,05	22,90	–	27,00	30,70	34,20	40,70	46,50	0	21–100
Диоксид серы	SO_2	–	11,60	12,60	–	–	–	16,30	–	20,70	24,60	–	–	–	306	300–825
Гемиоксид азота	N_2O	–	13,70	14,60	–	–	–	18,30	–	22,50	26,50	–	–	–	260	25–280
Кислород	O_2	18,15	19,20	20,25	21,30	22,35	23,40	24,40	–	29,00	33,10	36,90	43,50	49,30	125	20–280
Криптон	Kr	–	23,30	24,60	–	–	–	30,60	–	–	–	–	–	–	188	–
Ксенон	Xe	–	21,10	22,60	–	–	–	28,70	–	–	–	–	–	–	252	–
Метан	CH_4	9,55	10,20	10,80	11,50	12,14	12,70	13,30	14,70	16,10	18,60	–	–	–	164	20–250
Оксид азота	NO	–	17,90	18,80	–	–	–	22,70	–	26,80	–	–	–	–	128	20–250
Оксид углерода	CO	15,95	16,80	17,68	18,55	19,15	20,24	21,02	22,90	24,70	27,90	–	–	–	100	до 130
н-Пентан	C_5H_{12}	–	6,20	–	–	–	–	–	10,00	10,30	–	–	–	–	383	–
Пропан	C_3H_8	7,00	7,50	8,00	8,54	9,05	9,58	10,01	11,30	12,50	14,40	–	–	–	278	20–250
Пропилен	C_3H_6	–	7,80	8,35	–	–	–	10,70	14,10	–	–	–	–	–	487	–
Сероводород	H_2S	–	11,60	12,40	–	–	–	15,90	–	–	–	–	–	–	331	–
Диоксид углерода	CO_2	12,80	13,80	14,70	15,70	16,70	17,55	18,45	–	22,60	26,40	29,90	36,20	41,35	254	–
Хлор	Cl_2	11,45	12,30	13,20	14,10	15,00	15,90	16,80	18,90	21,00	25,00	–	–	–	350	100–250
Хлористый метил	CH_3Cl	–	9,80	10,60	–	–	–	13,60	–	17,50	–	–	–	–	454	–
Хлористый этил	C_2H_5Cl	–	9,40	10,50	–	–	–	–	14,30	–	–	–	–	–	411	–
Цианистый водород	HCN	–	–	7,40	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	901	–
Этан	C_2H_6	–	8,60	9,20	–	–	–	11,50	12,80	14,20	–	–	–	–	252	20–250
Этилен	C_2H_4	8,85	9,45	10,10	10,70	11,20	11,85	12,40	14,00	15,40	–	–	–	–	225	20–250

Справочник по гидравлике

Таблица 1.16

Кинематическая вязкость газов $\nu \cdot 10^6$ (в $м^2/с$) при давлении 101, 325 кПа в зависимости от температуры [273]

Наименование газа	Формула	Температура, °С												
		–20	0	20	40	60	80	100	150	200	300	400	600	800
Азот	N_2	11,67	13,30	15,00	16,85	18,80	20,65	22,30	28,30	34,10	47,20	61,40	93,50	130,00
Аммиак	NH_3	6,81	12,00	14,00	16,00	18,10	20,35	22,70	29,30	36,00	–	–	–	–
Аргон	Ar	–	11,90	13,30	–	–	–	20,70	–	31,20	43,30	56,50	87,50	123,00
Ацетилен	C_2H_2	4,73	8,20	9,35	10,60	11,94	13,25	14,70	–	–	–	–	–	–
Бутан	C_4H_{10}	–	25,80	29,70	–	–	–	48,50	–	–	–	–	–	–
Водород	H_2	84,00	93,50	105,00	117,30	130,00	143,00	156,60	195,00	233,00	324,00	423,00	651,00	918,00
Водяной пар	H_2O	9,50	11,12	12,90	14,84	16,90	18,66	21,50	–	–	–	–	–	–
Воздух	–	11,66	13,20	15,00	16,98	18,85	20,89	23,00	30	34,90	48,20	63,20	96,50	134,00
Гелий	He	9,12	10,40	11,74	13,12	14,55	15,97	17,50	–	26,20	36,10	47,30	72,80	102,50
Диоксид серы	SO_2	–	4,00	4,60	–	–	–	7,60	–	12,20	17,60	–	–	–
Гемиоксид азота	N_2O	–	6,82	7,93	–	–	–	12,70	–	19,70	28,20	–	–	–
Кислород	O_2	11,04	13,40	15,36	17,13	19,05	21,16	23,40	–	35,20	48,70	63,80	97,50	135,70
Криптон	Kr	–	6,26	7,13	–	–	–	13,70	–	–	–	–	–	–
Ксенон	Xe	–	3,59	4,15	–	–	–	6,70	–	–	–	–	–	–
Метан	CH_4	12,57	14,20	16,50	18,44	20,07	22,90	25,40	31,8	39,00	54,50	–	–	–
Оксид азота	NO	–	13,30	15,10	–	–	–	23,20	–	30,50	–	–	–	–
Оксид углерода	CO	11,86	13,50	15,16	17,00	18,96	21,00	22,70	28,4	34,30	46,85	–	–	–
Пропан	C_3H_8	3,04	3,70	4,26	4,90	5,52	6,18	6,76	8,70	10,84	15,10	–	–	–
Пропилен	C_3H_6	–	4,08	4,70	–	–	–	7,70	11,4	–	–	–	–	–
Сероводород	H_2S	–	7,62	8,70	–	–	–	14,10	–	19,80	28,00	37,30	65,20	82,00
Диоксид углерода	CO_2	5,62	7,00	8,02	9,05	10,30	12,10	12,80	–	–	–	–	–	–
Хлор	$C1_2$	3,09	3,80	4,36	5,02	5,66	6,36	7,15	9,10	11,50	16,25	–	–	–
Хлористый метил	CH_3Cl	–	4,28	4,90	–	–	–	8,05	–	13,10	–	–	–	–
Этан	C_2H_6	–	6,35	7,28	–	–	–	11,60	14,70	18,10	–	–	–	–
Этилен	C_2H_4	6,80	7,50	8,66	9,73	10,85	12,15	13,40	17,30	21,20	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Помимо поверхностных сил, в жидкости могут действовать силы, величины которых зависят от объема жидкости. Эти силы называются объемными (массовыми). К ним относятся сила тяжести, электромагнитные силы. Последние рассматриваются в специальных задачах. К объемным силам относят также и инерционные силы. Объемные силы характеризуются плотностью распределения по объему. Так, если ΔG – вес объема жидкости ΔW, то величина

$$\gamma_A = \lim_{\Delta W \to 0} \frac{\Delta G}{\Delta W}, \qquad (1.11)$$

представляющая плотность распределения силы тяжести (веса), называется удельным весом в точке A, которая при стремлении ΔW к нулю должна оставаться внутри этого объема. Размерность удельного веса (вес жидкости в единице объема) – Н/м^3 (СИ) и кГ/м^3 – в МКГСС.

Свойства и параметры, связанные с понятием массы

Важным параметром, характеризующим жидкость и газ, является их плотность. Следует различать среднюю плотность и плотность в точке. Первая определяется как отношение массы жидкости или газа ΔM, находящихся в объеме ΔW, к величине этого объема

$$\rho_{ср} = \frac{\Delta M}{\Delta W}\left[\frac{кг}{м^3}\right] (СИ), \left[\frac{кГ \cdot с^2}{м^4}\right] (МКГСС). \qquad (1.12)$$

Плотностью в какой-либо произвольной точке A будем называть предел отношения (1.11) при уменьшении ΔW до нуля так, чтобы точка A всегда оставалась в ΔW:

$$\rho_A = \lim_{\Delta W \to 0} \frac{\Delta M}{\Delta W} \qquad (1.13)$$

Следует отметить, что в допущении о существовании пределов (1.2), (1.3) и (1.12) заложен смысл перехода от дискретной структуры газов к модели сплошной среды.

Исходя из формул (1.11 – 1.12) плотность можно определить как массу жидкости, заключенную в единице объема. Известная ньютоновская связь между массой и весом тела позволяет записать соотношение между удельным весом и плотностью жидкости в виде

$$\gamma = \rho g. \qquad (1.14)$$

В таблице 1.17 приведены значения удельного веса, плотности и относительной плотности некоторых однородных жидкостей при различных температурах и давлении 0,1 МПа. Относительная плотность δ – безразмерная величина, равная отношению плотности данной жидкости к плотности дистиллированной воды.

Таблица 1.17

Удельный вес, плотность и относительная плотность жидкостей при давлении 0,1 МПа [576]

Жидкость	Температура t, °С	Плотность ρ, кг/м^3	Удельный вес γ, Н/м^3	Относительная плотность δ
Автол 10	20	920	9025	0,92
Аммиак	– 34	684	6710	– 0,684
Анилин	15	1004	9849	1,004
Ацетон	20	792	7770	0,792
Бензин авиационный	20	739–780	7250–7652	0,739–0,780
Бензин автомобильный	20	712–761	6980–7470	0,712–0,761
Бензол чистый каменноугольный	20	876–880	8590–8630	0,876–0,88
Битум дорожно-сланцевый	20	1000–1100	9810–10790	1,0–1,1
Битум нефтяной	20	960–990	9420–9710	0,96–0,99
Вода дистиллированная	20	998,2	9790	0,998
Вода морская	20	1020–1030	10006–10104	1,02–1,03
Глицерин (безводный)	20	1260	12360	1,26
Гудрон	15	930–950	9123–9320	0,93–0,95
Деготь каменноугольный	20	1030	10100	1,03
Дизельное топливо	20	831–861	8150–8450	0,831–0,861
Керосин (ГОСТ 4753–68)	20	790–860	7770–8240	0,79–0,86
Мазут	15	890–940	8731–9221	0,89–0,94
Масло:				
автотракторное АК–11	20	925–930	9070–9120	0,925–0,93
вазелиновое	20	860–890	8437–8731	0,86–0,89
велосит Л	20	860–880	8437–8633	0,86–0,88
веретенное АУ (ГОСТ 1642–75)	50	888–896	8711–8790	0,888–0,896

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.17

Жидкость	Температура t, °С	Плотность ρ, кг/м^3	Удельный вес γ, Н/м^3	Относительная плотность δ
Масло деревянное	15	920	9025	0,92
для гидравлических систем АМГ-30 (ГОСТ 6794–75)	50	850	8340	0,85
Масло индустриальное общего назначения без присадок (ГОСТ 20799–75):				
И-5А	50	890	8731	0,89
И-8А	50	900	8829	0,90
И-12А	50	880	8633	0,88
И-20А	50	885	8682	0,885
И-25А; И-30А	50	890	8731	0,89
И-40А	50	895	8780	0,895
И-50А; И-70А	50	910	8927	0,91
И-100А	50	920	9025	0,92
Масло: касторовое	20	960	9418	0,96
кокосовое	15	930	9123	0,93
креозотовое	20	1040–1100	10200–10800	1,04–1,1
льняное	20	910 – 940	8930–9220	0,91–0,94
машинное	20	898	8809	0,898
минеральное	20	877–892	8600–8750	0,877–0,892
оливковое	15	920	9025	0,92
парафиновое	18	925	9074	0,925
подсолнечное	20	925	9074	0,925
соляровое	20	885–902	8680–8850	0,885–0,902
сурепное	15	920	9025	0,92
терпентиновое	15	870	8535	0,87
трансформаторное	50	886	8692	0,886
турбинное 22; 30; 46(ГОСТ 32–74)	50	900	8829	0,90
хлопковое	20	920–930	9025–9123	0,92–0,93
цилиндровое	20	886–916	8692–8986	0,886–0,916
Молоко цельное	20	1029	10094	1,029
Нефть натуральная	20	760–900	7456–8829	0,76–0,90
Патока	0	1450	14224	1,45
Пиво	15	1040	10202	1,04
Ртуть	20	13546	132886	13,546
Серная кислота (87%)	15	1800	17658	1,8
Сероуглерод	20	1260–1290	12360–12650	1,26–1,29
Скипидар	18	870	8535	0,87
Смола: сырая каменноугольная низкотемпературная	20	950–1100	9320–10791	0,95–1,1
флотационная	20	1010–1030	9910–10 100	1,01–1,03
Спирт метиловый	15	810	7946	0,81
Спирт этиловый безводный (абсолютный)	20	795	7799	0,795
Спирт этиловый безводный	20	789	7740	0,789
Хлористый натрий (раствор с 26% NaCl)	20	1110	10389	1,11

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.17

Жидкость	Температура t, °C	Плотность ρ, кг/м³	Удельный вес γ, Н/м³	Относительная плотность δ
Чугун расплавленный	1200	7000	68670	7,0
Эфир этиловый	20	715–719	7014–7053	0,715–0,719
Яичный белок	20	1038	10183	1,038

Из (1.14) следует, что удельный вес не является величиной постоянной (справочной), так как он зависит от ускорения силы тяжести g, изменяющегося, как известно, в зависимости от места измерения. Изменение g можно учесть по формуле

$$g = g_0 (1 - a_1 \cos 2\varphi) (1 - a_2 z), \qquad (1.15)$$

где g_0 = 9,80665 м/с^2 – ускорение силы тяжести на широте φ = 45° над уровнем моря;

a_1 = 0,0026; a_2 = 3,14 10^{-7}м$^{-1}$;

φ – географическая широта;

z – высота над уровнем моря.

Плотность и удельный вес однородной смеси, составленной из однородных жидкостей, с достаточной точностью можно определить по формулам

$$\rho_{см} = \frac{\sum_{i=1}^{k} \rho_i W_i}{W_{см} \cdot \gamma_{см}}, \quad \gamma = \frac{\sum_{i=1}^{k} \gamma_i \cdot W_i}{W_{см}},$$

где $\rho_{см}$ и $\gamma_{см}$ – плотность и удельный вес смеси;

ρ_i и γ_i – плотность и удельный вес смешиваемых жидкостей;

W_i – объем смешиваемой жидкости;

$W_{см}$ – объем смеси, k – число смешиваемых жидкостей.

При изменении давления в жидкости меняется объем, занимаемый ею, а следовательно, и ее плотность. Это свойство называется **сжимаемостью** сплошной среды. Характеризуется она **коэффициентом сжимаемости** β_p, который определяется как отношение относительного изменения объема (плотности) к изменению давления, приведшему к этому изменению плотности

$$\beta_p = -\frac{\Delta W}{W \Delta p} \text{ или } \beta_p = \frac{\frac{\Delta \rho}{\rho}}{\Delta p} \text{ или } \beta_p = \frac{\frac{d\rho}{\rho}}{dp}. \qquad (1.16)$$

С увеличением давления β_p уменьшается. При повышении температуры сжимаемость жидкости в общем случае увеличивается, однако вода является исключением: ее сжимаемость имеет минимум около 50 °C. Сжимаемость растворов уменьшается с увеличением их концентрации.

Часто вместо коэффициента сжимаемости β_p используют обратную ему величину $K = \frac{1}{\beta_p}$, называемую модулем объемного сжатия (расширения) жидкости (модуль упругости)

$$K = \rho \left(\frac{dp}{d\rho} \right) \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right] - \text{(СИ)}, \left[\frac{\text{кГ}}{\text{м}^2} \right] - \text{(МКГСС)}. \qquad (1.17)$$

Различают адиабатный и изотермический модули. Первый несколько больше второго и проявляется при быстротечных процессах сжатия жидкости, например при гидравлическом ударе в трубах. В таблице 1.18 приводятся значения изотермического модуля упругости воды, в таблице 1.19 – силиконовых жидкостей, применяемых в авиационных системах, а в таблице 1.20 – некоторых других жидкостей.

Таблица 1.18

Изотермический модуль упругости воды *K* [576]

Температура t, °C	Давление p, МПа				
	0,5	1,0	2,0	4,0	8,0
0	1890	1900	1920	1950	1980
5	1930	1950	1970	2010	2070
10	1950	1970	2010	2050	2120
15	1970	2000	2030	2090	2170
20	1980	2020	2060	2120	2217

Таблица 1.19

Изотермический модуль упругости силиконовых жидкостей *K* [576]

Температура t, °C	Давление p, МПа					
	0,1	8	14	21	28	35
40	8437	8750	9500	9843	10194	10560
102	6820	7040	7734	8087	8437	8850
150	4920	5484	5976	6327	6750	7760
200	3585	3867	4359	4640	4992	5273
260	1968	2180	2672	2953	3234	3715

Таблица 1.20

Средние значения изотермического модуля упругости некоторых жидкостей [576]

Жидкость	Изотермический модуль упругости K, МПа	Жидкость	Изотермический модуль упругости K, МПа
Этиловый спирт	1275	индустриальное 50	1473
Бензин авиационный	1305	касторовое	1942
Вода	2060	сурепное	1761
Глицерин	4464	турбинное	1717
Керосин	1275	цилиндровое 11	1768
Масло:		Силиконовая жидкость	1030
АМГ-10	1305	Ртуть	32373
индустриальное 20	1362		

Справочник по гидравлике

Из физики известно (формула Лапласа), что

$$a^2 = \frac{dp}{d\rho}, \qquad (1.18)$$

где a – скорость распространения звуковых колебаний в сплошной среде.

Отсюда

$$K = \rho a^2. \qquad (1.19)$$

Таким образом, для количественной оценки такого свойства сплошной среды как сжимаемость, наряду с коэффициентом сжимаемости β_p и модулем объемного сжатия (расширения) K, может использоваться скорость звука. Действительно, чем больше скорость звука в среде, тем эта среда менее сжимаема, и наоборот (этот факт формально вытекает из формулы (1.17), из которой следует, что если среда абсолютно несжимаема ($d\rho = 0$), то скорость звука в ней равна бесконечности).

Температурное расширение жидкостей количественно характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t, представляющим относительное изменение объема W при изменении температуры t на 1 °С:

$$\beta_t = \frac{dW}{W_0}\frac{1}{dt}. \qquad (1.20)$$

Коэффициент температурного расширения воды увеличивается с возрастанием давления и температуры; для большинства других капельных жидкостей β_t с увеличением давления уменьшается.

В таблице 1.21 приведены значения β_t воды при различных давлениях и температурах, в таблице 1.22 – значения β_t некоторых жидкостей при температуре 20 °С и давлении 0,1 МПа.

Таблица 1.21

Коэффициент температурного расширения β_t воды [576]

Давление p, МПа	Температура t, °С				
	1– 10	10 – 20	40 – 50	60 – 70	90 – 100
0,1	0,000014	0,000150	0,000422	0,000556	0,000719
10	0,000043	0,000165	0,000422	0,000548	0,000704
20	0,000072	0,000183	0,000426	0,000539	0,000691
50	0,000149	0,000236	0,000429	0,000523	0,000661
90	0,000229	0,000289	0,000437	0,000514	0,000621

При изменении температуры и давления в небольших пределах можно принять β_t = const, и тогда объем жидкости при изменении температуры на величину $t = t - t_0$ вычисляется по формуле

$$W = W_0(1 + \beta_t \Delta t). \qquad (1.21)$$

При этом

$$\rho = \frac{\rho_0}{(1+\beta_t \Delta t)}. \qquad (1.22)$$

Здесь W и W_0 – объемы; ρ и ρ_0– плотности соответственно при температурах t и t_0. В случае изотермических процессов для определения объема и плотности можно пользоваться формулами (1.21–1.22), если в них заменить “+” на “–”, а β_t на β_p.

Таблица 1.22

Значения β_t некоторых жидкостей [576]

Жидкость	Коэффициент температурного расширения β_t
Алкоголь	0,00110
Вода	0,00015
Глицерин	0,00050
Масло:	
оливковое	0,00072
сурепное	0,00090
Нефть	0,00060
Ртуть	0,00018

Свойства и параметры, связанные с понятием энергии

Молекулы жидкости и газа находятся в состоянии хаотического движения, обладая при этом кинетической энергией и энергией взаимодействия между собой. Суммарную энергию хаотических движущихся молекул будем называть **внутренней энергией жидкостей.** Внутреннюю энергию единицы массы жидкости (удельная внутренняя энергия) обозначим через ***e***. Ее размерность в системе СИ [Дж/кг], в системе МКГСС [ккал/кГ]. Величина e характеризует только запас внутренней энергии, но не определяет процесс передачи ее от одной части жидкости к другой. Для этого служит другая величина, также определяемая хаотическим движением молекул, – температура T. Измеряется она в градусах по шкале Кельвина (К). Удельная внутренняя энергия связана с температурой соотношением:

$$e = cT, \qquad (1.23)$$

где c – удельная теплоемкость жидкости.

В большинстве практических случаев, рассматриваемых в гидравлике, температура жидкости меняется незначительно, и поэтому удельная внутренняя энергия в процессах не меняется, и ее, как константу, исключают из рассмотрения при проведении гидравлических расчетов.

Удельная теплоемкость – это количество тепла, которое необходимо сообщить единице массы жидкости, чтобы ее температура повысилась на 1 К.

Следует помнить, что процесс передачи тепла (энергии) в газе, в отличие от капельных жидкостей, может происходить либо при постоянном объеме, либо при постоянном давле-

Справочник по гидравлике

нии. В последнем случае объем, занимаемый газом, меняется, при этом подводимое тепло идет на нагрев газа и совершение работы против сил давления. Отсюда следует, что для нагревания газа на 1 К при постоянном давлении необходимо подвести бóльшее количество тепла, чем в первом случае. Поэтому для характеристики этих процессов вводятся две теплоемкости: c_v – теплоемкость при постоянном объеме, по которой определяется внутренняя энергия газа, и c_p– теплоемкость при постоянном давлении. Между ними имеет место соотношение Майера:

$$c_p - c_v = \mathrm{R}. \qquad (1.24)$$

Здесь R – газовая постоянная, связанная с универсальной газовой постоянной $\mathrm{R_{ун}}$ и молекулярной массой μ следующим соотношением:

$$\mathrm{R} = \frac{\mathrm{R_{ун}}}{\mu},$$

где $\mathrm{R_{ун}} = 8314\left[\frac{\text{Дж}}{\text{кмоль}\cdot\text{К}}\right]$

Наряду с внутренней энергией e формально вводится понятие **энтальпии** i:

$$i = c_p T. \qquad (1.25)$$

Численно энтальпия равна количеству тепла, подведенному к единице массы газа при его нагревании на T К в изобарическом процессе p = const. Очевидно, что она равна сумме внутренней энергии и работе сил давления p, отнесенной к единице массы:

$$i = e + \frac{p\Delta W}{\rho \Delta W} = e + \frac{p}{\rho}, \qquad (1.26)$$

где ΔW – изменение объема при нагревании газа в изобарическом процессе.

В газовой динамике часто пользуются отношением теплоемкостей $k = \frac{c_p}{c_v}$. Для воздуха, как и для всех двухатомных газов, при умеренных температурах (до 600 К) его можно считать равным

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}405.$$

Давление, плотность и температура связаны между собой известным соотношением Клапейрона-Менделеева

$$p = \rho \mathrm{R} T, \qquad (1.27)$$

которое в термодинамике и газовой динамике называется **термическим уравнением состояния**.

Соотношение (1.26) можно также получить из (1.25) с помощью (1.23), (1.24) и (1.27).

Все рассмотренные выше параметры p, ρ, T, e, i являются параметрами состояния газа. Кроме них, в термодинамике используется понятие **функции состояния** S, называемой **энтропией**, дифференциал которой вводится соотношением:

$$dS = \frac{dq}{T}. \qquad (1.28)$$

Здесь dq – количество тепла, которое подводится (отводится) к газу в каком-либо процессе. Это количество тепла, согласно 1-му закону термодинамики, идет на изменение его внутренней энергии de и на совершение внешней работы pdW:

$$dq = de + pdW.$$

С помощью (1.23), (1.27) и (1.28) можно получить [163]:

$$S = c_v \ln \frac{p}{\rho^k} + \text{const}. \qquad (1.29)$$

Согласно второму закону термодинамики энтропия всякой изолированной системы может оставаться постоянной или возрастать, но убывать не может, т. е.

$$dS \geq 0.$$

Из 1.28 видно, что в случае **адиабатических процессов** (процессы, происходящие без теплообмена $dq = 0$) $dS = 0$, т. е. энтропия газа, в котором протекает такой процесс, не меняется. В этом случае процесс называется изоэнтропийным, давление и плотность в газе связаны соотношением:

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{const}. \qquad (1.30)$$

Это соотношение следует из (1.28) и называется **уравнением изоэнтропы** или калорическим уравнением состояния. Однако не всегда возможно отождествление адиабатных и изоэнтропийных процессов. Считая процесс распространения звука изоэнтропийным, можно получить, используя (1.18, 1.27 и 1.30), выражение для скорости звука

$$a = \sqrt{k\frac{p}{\rho}} = \sqrt{k\mathrm{R}T}, \qquad (1.31)$$

откуда видно, что скорость звука (а следовательно, и его сжимаемость) в газах зависит лишь от сорта газа (k, R) и его температуры.

1.1.2. Парообразование [576]

Парообразование – свойство капельных жидкостей изменять свое агрегатное состояние и превращаться в пар. Парообразование, происходящее лишь на поверхности капельной жидкости, называется **испарением**. Парообразование по всему объему жидкости называется кипением; оно происходит при определенной температуре, зависящей от давления. Давление, при котором жидкость закипает при данной температуре, называется давлением **насыщенных паров** $p_{\text{нп}}$, его значение зависит от рода жидкости и ее температуры.

В таблице 1.23 приведены значения $p_{\text{нп}}$ (МПа) воды при различной температуре.

Таблица 1.23

Давление насыщенных паров воды при различных температурах [576]

t, °С	$p_{\text{нп}}$, МПа	t, °С	$p_{\text{нп}}$, МПа	t, °С	$p_{\text{нп}}$, МПа	t, °С	$p_{\text{нп}}$, МПа
0	0,0006	25	0,0032	60	0,0202	90	0,0714
5	0,0009	30	0,0043	70	0,0317	100	0,1033
10	0,0012	40	0,0075	75	0,0392	125	0,2370
20	0,0024	50	0,0126	80	0,0482	150	0,4850

Значения $p_{\text{нп}}$ (МПа) других жидкостей в зависимости от температуры указаны в таблице 1.24.

Справочник по гидравлике

Таблица 1.24

Давление насыщенных паров $p_{нп}$, МПа, некоторых жидкостей при различных температурах [576]

Жидкость	Температура t, °С									
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Бензин Б-70	0,0163	0,0332	0,0558	0,1033	–	–	–	–	–	–
Керосин:										
Т-1	0,00394	0,00575	0,00747	0,0121	0,0203	0,035	0,057	0,0905	0,1385	–
ТС-1	0,00545	0,00775	0,0117	0,0189	0,0315	0,052	0,084	0,132	0,20	–
Масло:										
АМГ-10	–	–	0,0004	0,0008	0,0018	0,0031	0,0058	0,0111	0,0238	–
индустриальное 20	–	–	0,00014	0,0003	0,0004	0,0006	0,0009	0,0020	0,0038	0,0068
индустриальное 50	–	–	–	–	0,00014	0,0003	0,0007	0,0016	0,003	0,0058
Нефть легкая	0,00784	0,01372	0,03724	0,08526	–	–	–	–	–	–
Ртуть	0,0000002	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Спирт этиловый	0,008	0,02	0,0493	–	–	–	–	–	–	–

Если рабочая жидкость представляет собой многокомпонентную смесь из различных минеральных масел, при расчете можно принимать жидкость с бóльшим значением $p_{нп}$. Сравнительно низкой упругостью обладают пары силиконовых жидкостей. Ниже приведены значения давления насыщенных паров одной из марок этой жидкости.

Таблица 1.25

Давление насыщенных паров $p_{нп}$ силиконовой жидкости [576]

Температура, °С	25	65	130	200	260	Выше 260
Давление насыщенных паров, $p_{нп}$, МПа	0,00072	0,001	0,003	0,007	0,01	Быстро растет

Существуют марки силиконовой жидкости, давление насыщенных паров которых ниже приведенных значений в 5–10 раз.

1.1.3. Растворимость газов в капельных жидкостях и пенообразование

Растворимость газов в капельной жидкости характеризуется **коэффициентом растворимости *k*,** который определяется отношением объема растворенного газа $W_г$, приведенного к нормальным условиям (0 °С) к объему растворителя

$$W_ж k = \frac{W_г}{W_ж}.$$

Коэффициент растворимости зависит от свойств жидкостей и газов, а также температуры и давления. Растворимость газов в маслах малой вязкости при повышении температуры незначительно снижается. При повышении давления газа растворимость его в жидкостях возрастает по линейному закону.

Объем газа, который может раствориться в капельной жидкости до ее полного насыщения, определяется выражением $W_г = kW_ж \frac{p_2}{p_1}$, где p_1 и p_2 – соответственно начальное и конечное давление газа.

Растворимость воздуха в масле до насыщения зависит от плотности масла: с увеличением плотности растворимость воздуха уменьшается. Данные о коэффициенте растворимости воздуха в некоторых жидкостях при температуре 20 °С и давлении 0,1 МПа приведены в таблице 1.26.

Таблица 1.26

Коэффициент растворимости воздуха *k* в некоторых жидкостях при 20 °С и давлении 0,1 МПа [576]

Жидкость	*k*
Бензин	0,2200
Вода дистиллированная	0,1600
Керосин	0,1270
Масло	
АМГ-10	0,1038
вазелиновое	0,0877
велосит	0,0959
веретенное АУ	0,0759
ГМЦ-2	0,1038
индустриальное 12	0,0759
индустриальное 20	0,0755
трансформаторное	0,0828
Спиртоглицериновая смесь:	
50:50 (об. %)	0,0392
30:70 (об. %)	0,0189

Понижение давления в какой-либо точке системы (например, во всасывающем трубопроводе) влечет за собой выделение воздуха в виде мельчайших пузырьков и образование пены. Пена образуется также при засасывании воздуха через негерметичные стыки в системах или при перемешивании жидкости в резервуаре незатопленными струями.

Наличие пузырьков газа в жидкости значительно увеличивает ее сжимаемость, уменьшает плотность, нарушает сплошность движения.

Справочник по гидравлике

1.1.4. Поверхностное натяжение и капиллярность [576]

Поверхность капельной жидкости подвержена воздействию сил поверхностного натяжения, стремящихся придать объему жидкости сферическую форму и вызывающих в ней дополнительное давление

$$p = \sigma\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right), \qquad (1.32)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м; r_1 и r_2 – главные радиусы кривизны рассматриваемого элемента поверхности.

Если поверхность жидкости представляет собой сферическую поверхность или часть ее, то $r_1 = r_2 = r$, и тогда выражение (1.32) принимает вид

$$p = \frac{2\sigma}{r}. \qquad (1.33)$$

Коэффициент поверхностного натяжения пропорционален плотности капельной жидкости, а также плотности находящейся над жидкостью газовой среды и уменьшается при повышении температуры. Значения коэффициента поверхностного натяжения σ (Н/м) для некоторых жидкостей на границе с воздухом при давлении 0,1 МПа приведены в таблице 1.27. Для расплавленного железа при t = 1550 °С σ = 1,87 ÷ 1,90 Н/м. Для расплавленного немодифицированного чугуна при t = 1200 ÷ 1450 °С σ = 0,918 ÷ 1,02 Н/м.

Избыток давления p, определяемый выражениями (1.32) и (1.33), всегда направлен к центру кривизны поверхности. Наличием этого дополнительного давления объясняется явление капиллярности, проявляющееся в том, что в открытых трубках малого диаметра, погруженных одним концом в жидкость, последняя устанавливается выше уровня при вогнутом мениске или ниже его при выпуклом мениске (рис. 1.5). Вогнутый мениск (рис. 1.5*а*) образуется в том случае, если жидкость смачивает поверхность трубки (например, вода – стекло), а выпуклый мениск (рис. 1.5*б*) – если поверхность трубки не смачивается жидкостью (например, ртуть–стекло).

Высота h (мм) подъема жидкости в стеклянном капилляре диаметром d мм (для ртути – опускание) определяется по формуле [576]

$$h = \frac{4\sigma}{\gamma d} = \frac{k}{d}. \qquad (1.34)$$

Высоту подъема (или опускания) жидкости между параллельными стеклянными пластинами, расстояние между которыми a (мм), можно определить по формуле

$$H = \frac{k}{2a}. \qquad (1.35)$$

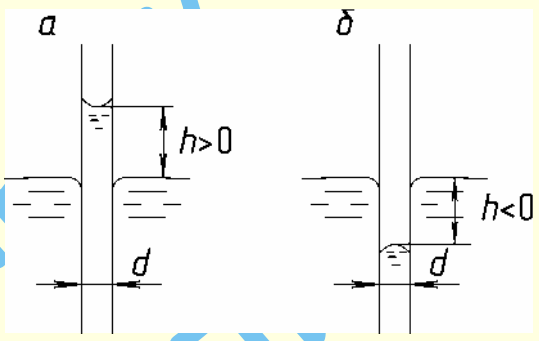


Рис. 1.5. К явлению капиллярности

Таблица 1.27

Коэффициент поверхностного натяжения σ, Н/м, для некоторых жидкостей на границе с воздухом при давлении 0,1 МПа [576]

Жидкость	Температура t, °С										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Аммиак	–	–	0,042	–	–	–	–	–	–	–	–
Бензин	–	0,025	0,023	0,021	0,019	–	–	–	–	–	–
Бензол	–	–	0,029	–	–	–	–	–	–	–	–
Вода	0,076	0,074	0,073	0,071	0,070	0,068	0,066	0,064	0,063	0,061	0,059
Глицерин	–	–	0,065	–	–	–	–	–	–	–	–
Дизельное топливо	–	0,030	0,029	0,028	0,027	–	–	–	–	–	–
Керосин	–	0,028	0,028	0,027	0,026	–	–	–	–	–	–
Масло и нефть	–	–	0,025	–	–	–	–	–	–	–	–
Мыльная вода	–	–	0,040	–	–	–	–	–	–	–	–
Ртуть	–	–	0,491	–	–	–	–	–	–	–	–
Спирт этиловый	–	–	0,022	–	–	–	–	–	–	–	–
Эфир этиловый	–	–	0,017	–	–	0,014	–	–	–	–	0,008

В формулах (1.34) и (1.35) k – опытный коэффициент, имеющий следующие значения (мм^2): для воды +30, для ртути – 10,1, для спирта +11,5, для толуола +13.

1.1.5. Неньютоновские жидкости [576]

Неньютоновскими, или аномальными, жидкостями называют жидкости, которые не подчиняются основному закону внутреннего трения Ньютона, выраженному уравнением (1.4). К ним относятся: литой бетон, глинистые, це-

Справочник по гидравлике

ментные, известковые и коллоидные растворы, нефтепродукты и смазочные масла при температуре, близкой к температуре застывания, краски, клей, смолы, целлюлоза, бумажная масса, растворы каучука, желатин, крахмал, различные белки, жиры и другие продукты пищевой промышленности, огнеупоры, шлаки, расплавленные силикаты и т. п.

В неньютоновских жидкостях касательное напряжение τ определяется по формуле Шведова–Бингама (см. рис. 1.4)

$$\tau = \tau_0 + \mu_{пл} \frac{dV}{dn}, \qquad (1.36)$$

где τ_0 – начальное напряжение сдвига, после достижения которого аномальная жидкость приходит в движение; $\mu_{пл}$ – бингамовская, или пластическая вязкость (или коэффициент структурной вязкости).

Естественно, что каждая из перечисленных жидкостей характеризуется своими значениями τ_0 и $\mu_{пл}$, определяемыми опытным путем. Значения их для некоторых растворов приведены в таблице 1.28.

Подробнее о неньютоновских жидкостях см. в работе [630].

Таблица 1.28

Значения τ_0 и $\mu_{пл}$ к формуле (1.36) некоторых растворов.[576]

Раствор	τ_0, Н/м^2	$\mu_{пл}$, Па·с
Цементный (тесто)	130 – 145	0,3
Известковый (тесто)	170 – 220	0,36 – 0,40
Глинистый (тесто)	330 – 400	0,50 – 0,55
Цементно-песчаный:		
1 : 1	150	0,32
1 : 1,5	50 – 70	0,21 – 0,22
1 : 2	100 – 120	0,28 – 0,33
Глинистая гидросмесь, ρ = 1085 кг/м^3	10 – 50	0,005 – 0,035
Меловая гидросмесь влажности 36–41% мас	20	0,6 – 3,1
Глинисто-меловая смесь:		
1 : 3	25	9,0 – 17,0
1 : 4	25 – 40	20,0 – 25,0
Промывочная жидкость при бурении (частиц более 10 мм – 15%, менее 1 мм – до 50%)	10	3,5 – 5,0
Водно-угольная смесь класса 0 – 0,5 мм (менее 0,04 мм – 65%) с S = 0,32	13,5	0,088
Содовая суспензия с S = 0,2	14,5	0,12
Корневая смесь (комбикорма 60%, сахарной свеклы 40%), ρ = 1050 кг/м^3	7	0,66

Для многих неоднородных (неньютоновских) жидкостей в определенном диапазоне скоростей сдвига (см. рис. 1.4) справедлива формула Оствальда-де Вилле

$$\tau = k\left(\frac{dV}{dn}\right)^m,$$

где τ – напряжение сдвига; k – консистентная постоянная, характеризующая степень разжиженности материала (для ньютоновских жидкостей $k = \mu$); m – индекс, характеризующий отклонение физических свойств данной жидкости от ньютоновской жидкости, для которой $m = 1$.

Для псевдопластичных жидкостей, к которым относятся высокополимерные соединения, расплавы, водные растворы натриевой соли, суспензии бумажной массы, пигментов и др. $m < 1$. Для дилатантных жидкостей, к которым относится, например, водная суспензия крахмала, $m > 1$.

1.1.6. Свойства воздуха и процессы изменения его состояния

Воздух и его свойства

В помещениях гражданских и промышленных зданий должна поддерживаться определенная климатическая обстановка, которая в большой мере зависит от состояния воздушной среды. Воздух должен быть достаточно нагретым, умеренно влажным и чистым.

Бытовые и технологические процессы связаны с выделением различных вредностей. Под вредностями собирательно понимается избыточное поступление в помещение тепла, влаги, газов, паров и пыли. В связи с этим цель вентиляции – удалить из помещения загрязненный воздух и подать в него чистый воздух.

Качество воздуха определяется его тепловлажностным состоянием, газовым составом и содержанием вредных паров и пыли. Атмосферный воздух практически всегда влажный. Водяной пар в отличие от других составляющих может находиться в воздухе как в перегретом, так и в насыщенном состоянии. Сухая часть влажного воздуха обычно содержит по массе 78% азота, около 21% кислорода, около 0,03% углекислого газа и другие газы.

Для технических расчетов влажный воздух можно считать смесью газов, для которой справедливы закон Дальтона и характеристическое уравнение Клапейрона.

Согласно закону Дальтона, каждый газ в смеси, занимая весь объем, имеет свое парциальное давление p_i, а сумма этих давлений равна полному абсолютному давлению смеси:

$$p_{абс} = \Sigma p_i. \qquad (1.37)$$

Характеристическое уравнение Клапейрона для 1 кг любого газа может быть записано в виде:

$$p_i w_i = R_i T, \qquad (1.38)$$

где p_i – давление газа, Па;

w_i – удельный объем, м^3/кг (объем, м^3, занимаемый 1 кг газа при данном давлении p_i и абсолютной температуре T, К);

R_i – удельная газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Во многих расчетах влажный воздух удобно рассматривать как бинарную смесь (смесь двух газов), состоящую из водяного пара (газа в количестве 18 кг/моль) и сухого возду-

Справочник по гидравлике

ха (в количестве 20 кг/моль). Газовая постоянная R для водяного пара равна 461 Дж/(кг · К), для сухого воздуха – 287,5 Дж /(кг · К).

Барометрическое давление в этом случае равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_{с.в.}$ и водяного пара $p_п$:

$$p = p_{с.в.} + p_п. \qquad (1.39)$$

Плотность газа ρ, кг/м^3, – величина, обратная удельному объему w в формуле (1.38). Для сухого воздуха при атмосферном давлении 101 325 Па плотность в кг/м^3 равна:

$$\rho_{с.в.} = \frac{p_{с.в.}}{p_{с.в.}T} = \frac{101325}{287,5 \cdot T} = \frac{383}{T} \qquad (1.40)$$

Таблица 1.29

Температура *t*, плотность ρ, влагосодержание *d* при полном насыщении воздуха водяным паром и давлении 0,1 МПа

t, °С	ρ, кг/ м^3	*d*, г/кг	*t*, °С	ρ, кг/ м^3	*d*, г/кг	*t*, °С	ρ, кг/ м^3	*d*, г/кг
–20	1,396	0,80	2	1,284	4,48	24	1,189	18,80
–19	1,394	0,86	3	1,279	4,77	25	1,185	20,00
–18	1,385	0,93	4	1,275	5,10	26	1,181	21,40
–17	1,379	1,04	5	1,27	5,40	27	1,177	22,60
–16	1,374	1,11	6	1,265	5,79	28	1,173	24,00
–15	1,368	1,20	7	1,261	6,21	29	1,169	25,60
–14	1,363	1,30	8	1,256	6,65	30	1,165	26,20
–13	1,358	1,40	9	1,252	7,13	31	1,161	28,80
–12	1,353	1,50	10	1,248	7,63	32	1,157	30,60
–11	1,348	1,65	11	1,243	8,15	33	1,154	32,50
–10	1,342	1,80	12	1,239	8,75	34	1,150	34,40
–9	1,337	1,93	13	1,235	9,35	35	1,146	35,60
–8	1,332	2,08	14	1,23	9,97	36	1,142	38,80
–7	1,327	2,25	15	1,226	10,60	37	1,139	41,10
–6	1,322	2,40	16	1,222	11,40	38	1,135	43,50
–5	1,317	2,60	17	1,217	12,10	39	1,132	46,00
–4	1,312	2,80	18	1,213	12,90	40	1,128	48,80
–3	1,308	3,10	19	1,209	13,80	41	1,124	51,70
–2	1,303	3,30	20	1,205	14,70	42	1,121	54,80
–1	1,298	3,58	21	1,201	15,60	43	1,117	58,00
0	1,293	3,90	22	1,197	16,80	44	1,114	61,30
1	1,288	4,15	23	1,193	17,007	45	1,110	65,00

При стандартных условиях, за которые в вентиляции приняты p = 101 325 Па и $t_в$ = 20 °С (T = 273 + 20 = 293 К), плотность сухого воздуха равна примерно 1,2 кг/м^3. При другом давлении p, Па, и другой температуре T, К, плотность воздуха $\rho_{с.в}$ равна:

$$\rho_{с.в.} \approx 1,2\frac{293}{T} \cdot \frac{p_{с.в.}}{101325} = 3,5 \cdot 10^{-3}\frac{p_{с.в.}}{T}. \qquad (1.41)$$

Доля влаги во влажном воздухе невелика, поэтому *плотность влажного воздуха* $\rho_в$ мало отличается от плотности сухого воздуха $\rho_{с.в.}$ Величина $\rho_в$ равна:

$$\rho_в = \frac{353}{T} = \frac{1,32 \cdot 10^{-3} p_п}{T}. \qquad (1.42)$$

Из формулы (1.42) видно, что при одном и том же барометрическом давлении влажный воздух всегда легче сухого, но разница эта крайне невелика. Действительно, при обычных условиях в помещении, когда, например, давление $p_п$ = 2000 Па, доля второго члена равенства (1.42), учитывающего разницу плотности влажного и сухого воздуха при прочих равных условиях, составит всего лишь 0,75% величины $p_{с.в.}$ Поэтому в инженерных расчетах вторым членом в формуле (1.42) обычно можно пренебречь и считать $\rho_в = \rho_{с.в.}$.

При обработке воздуха и изменениях его свойств в вентиляционном процессе количество сухого воздуха остается неизменным, поэтому при рассмотрении тепловлажностного состояния воздуха все показатели относят к 1 кг сухой части влажного воздуха.

Влажный воздух характеризуется количеством содержащегося в нем водяного пара. Количество водяного пара в килограммах, приходящегося на 1 кг сухой части влажного воздуха, называют *влагосодержанием воздуха x,* кг/кг. Величина x равна:

$$x = \frac{\rho_п}{\rho_{с.в.}} = \frac{R_{с.в.}p_п}{R_п p_{с.в.}} = \frac{287,5}{461}\frac{p_п}{p_{с.в.}} = 0,623\frac{p_п}{p_{абс} - p_п}. \qquad (1.43)$$

Численные значения x обычно являются малой дробью, поэтому в расчетах удобнее пользоваться *влагосодержанием* d в граммах влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха, для которого формула (1.43) принимает такой вид:

$$d = 1000x = 623\frac{p_п}{B - p_п}. \qquad (1.44)$$

Влагосодержание воздуха может быть различным, однако его максимальное значение при заданных давлении и температуре строго определено насыщенным состоянием водяного пара см. табл. 1.29. В связи с этим для характеристики степени увлажненности воздуха удобно пользоваться показателем *относительной влажности воздуха* φ. Величина φ показывает степень насыщенности воздуха водяным паром в % (или долях) по отношению к состоянию полного насыщения при той же температуре, выраженную относительным давлением:

$$\varphi = \frac{p_п}{p_{п.н.}}100. \qquad (1.45)$$

Удельные теплоемкости сухого воздуха $c_{с.в.}$ и пара $c_п$ в обычном для вентиляционного процесса диапазоне температур можно считать постоянными и равными:

$c_{с.в.}$ = 1,005 кДж/(кг · °С) и $c_п$ = 1,8068 кДж/(кг · °С).

Справочник по гидравлике

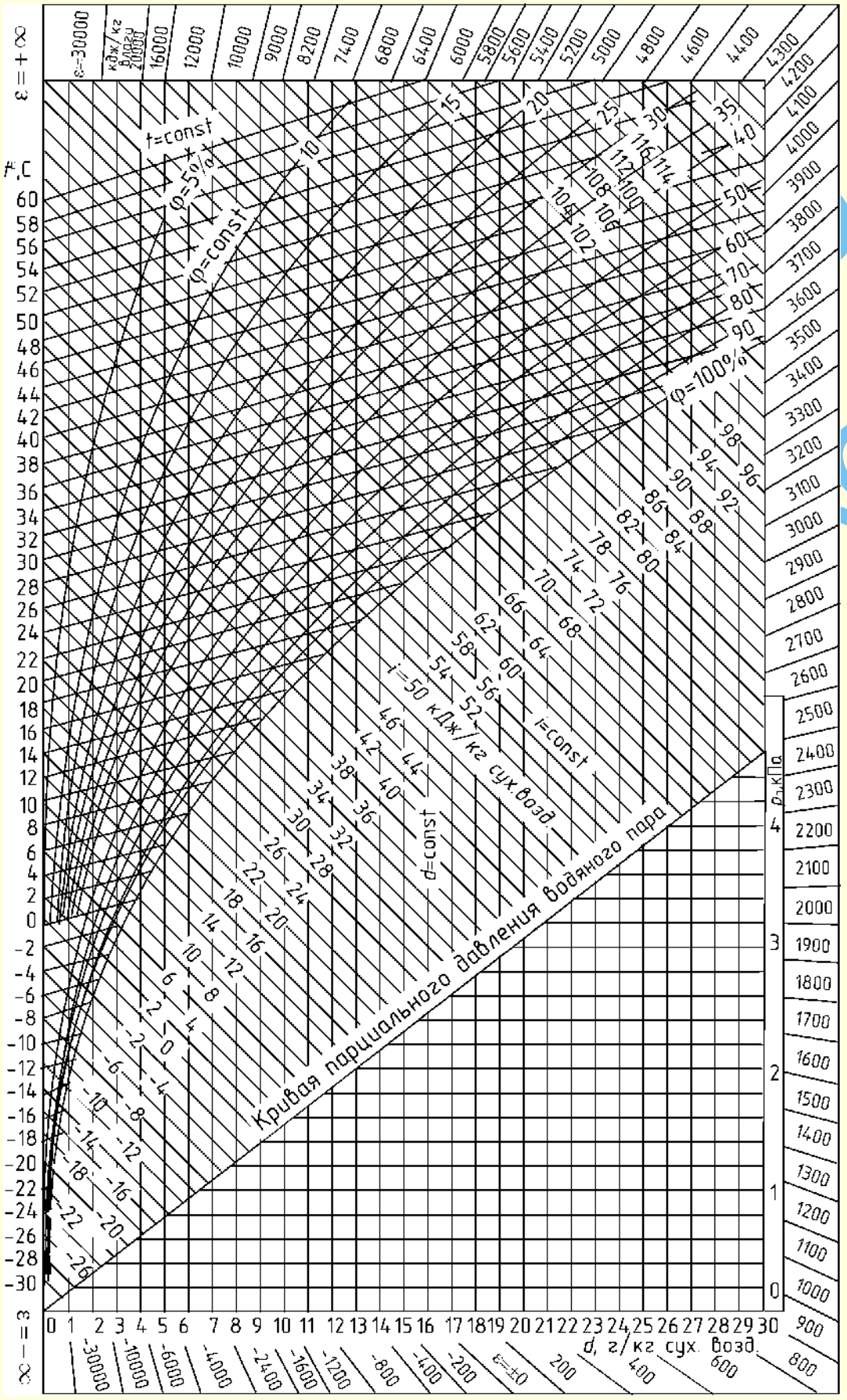


Рис. 1.6. Диаграмма *i – d* тепловлажностного состояния воздуха

В связи с этим если энтальпию сухого воздуха при $t = 0$ °С принять за нуль, то его *энтальпия* при произвольной температуре t будет равна:

$$i_{\text{с.в.}} = c_{\text{с.в.}} \cdot t \,. \qquad (1.46)$$

Удельная теплота парообразования r для воды при $t = 0$ °С равна 2500 кДж/кг, поэтому энтальпия пара $i_{\text{п}}$ во влажном воздухе при этой температуре (0 °С) равна r. Энтальпия водяного пара в воздухе $i_{\text{п}}$, кДж/кг, при произвольной температуре равна:

$$i_{\text{п}} = 2500 + 1{,}8068\, t. \qquad (1.47)$$

Энтальпия влажного воздуха i складывается из энтальпии сухой его части и энтальпии водяного пара. Величина i, отнесенная к 1 кг сухой части воздуха, при произвольной температуре t и влагосодержании d равна:

$$i = 1{,}005t + (2500 + 1{,}8068\, t) \cdot d \cdot 10^{-3}. \qquad (1.48)$$

Если ввести характеристику удельной теплоемкости влажного воздуха $c_{\text{в}}$, которая равна:

$$c_{\text{в}} = 1{,}005 + \frac{1{,}8068 \cdot d}{1000}, \qquad (1.49)$$

то

$$i = c_{\text{в}} t + r\frac{d}{1000}. \qquad (1.50)$$

На основе уравнения (1.48) проф. Л. К. Рамзиным была составлена так называемая $i - d$ – диаграмма, широко используемая при расчетах вентиляции, кондиционирования, сушки и других процессов, связанных с изменением состояния влажного воздуха. В $i - d$ – диаграмме графически связаны все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха: i, d, t, φ, $p_{\text{п}}$.

Диаграмма $i - d$ приведена на рис. 1.6. Она построена в косоугольной системе координат. Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает диаграмму удобной для графических построений. По оси ординат отложены значения энтальпии i, кДж/кг, сухой части влажного воздуха, по оси абсцисс, направленной под углом 135° к оси i, отложены значения влагосодержания d, г/кг, сухой части влажного воздуха. На поле диаграммы нанесены линии постоянных значений температуры t = const и линии постоянных значений относительной влажности φ. Внизу расположен график, имеющий самостоятельное значение. Он связывает влагосодержание d, г/кг, с упругостью водяного пара $p_{\text{п}}$, кПа. Все поле диаграммы разделено линией $\varphi = 100\%$ на две части. Выше этой линии расположена интересующая нас область влажного воздуха. Линия $\varphi = 100\%$ соответствует состоянию полного насыщения воздуха водяным паром. Ниже этой линии расположена область воздуха, находящегося в перенасыщенном состоянии (образование тумана, микрокапельки воды во взвешенном состоянии), которая обычно в расчетах мало используется.

Каждая точка в поле верхней части диаграммы соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Положение точки может быть определено любыми двумя из пяти (i, d, t, φ, $p_{\text{п}}$) параметров состояния. Остальные три могут быть определены в $i - d$ – диаграмме как производные.

Диаграмма удобна не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построений изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушке, смешении и сочетании этих процессов.

Пользуясь $i - d$ – диаграммой, легко получить еще два очень важных параметра тепловлажностного состояния воздуха: температуру точки росы $t_{\text{т.р.}}$ и температуру мокрого термометра $t_{\text{м.т.}}$.

Температура точки росы $t_{\text{т.р.}}$ соответствует температуре воздуха, насыщенного водяными парами, при данном влагосодержании. Для получения этой температуры нужно в $i - d$ – диаграмме от точки, соответствующей данному состоянию воздуха, провести линию d = const до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$. Проходящая через точку пересечения линия t = const будет соответствовать значению $t_{\text{т.р.}}$.

Температура мокрого термометра равна температуре воздуха, насыщенного водяными парами, при данной энтальпии. В i–d – диаграмме значению $t_{\text{м.т.}}$ соответствует линия t = const, проходящая через точку пересечения линии i = const при данном состоянии воздуха с кривой $\varphi = 100\%$.

На рис. 1.7. приведены построения для определения этих температур при состоянии воздуха, соответствующем на i–d – диаграмме точке A.

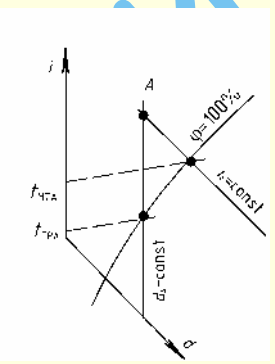


Рис. 1.7. Определение в $i - d$ – диаграмме температуры мокрого термометра $t_{\text{м.т.}\,A}$ и температуры точки росы $t_{\text{т. р.}\,A}$ при состоянии воздуха, соответствующем точке A

Кроме параметров тепловлажностного состояния, свойства воздуха, как было сказано выше, определяются содержанием в нем вредных газов, паров и пыли.

Содержание вредных газов и паров в литрах обычно относят к 1 м^3 воздуха, а в обозначении их концентрации приводят индекс, указывающий наименование примеси. Содержание пыли в воздухе обычно измеряют в миллиграммах на 1 м^3 воздуха.

При расчете современных вентиляционных систем могут представлять интерес также содержание в воздухе пахнущих примесей, степень озонирования воздуха, содержание в нем положительно и отрицательно заряженных ионов и пр.

Процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха

В вентиляционном процессе постоянно происходит переход влажного воздуха из одного состояния в другое. Воздух, подаваемый в помещения приточной вентиляцией, предварительно подвергают обработке в специальных камерах. Ему придают определенные кондиции (параметры) нагреванием или охлаждением, осушкой или увлажнением, а также

Справочник по гидравлике

смешиванием воздушных масс различного состояния. Приточный воздух имеет параметры, отличные от воздуха помещения. В связи с этим, вытесняя загрязненный воздух помещения и перемешиваясь с ним, приточный воздух способен ассимилировать избыточное тепло, влагу или подогревать и увлажнять воздух помещения. Все возможные процессы изменения состояния воздуха могут быть изображены и прослежены в $i-d$ – диаграмме.

Процессы нагревания и охлаждения. Простейшим является процесс нагревания, при котором воздух получает только так называемое явное, или сухое тепло в результате контакта с сухой нагретой поверхностью. В этом процессе влагосодержание воздуха остается неизменным, поэтому в i–d – диаграмме процесс нагревания прослеживается снизу вверх по линиям d = const. Если воздух с параметрами точки *1* (t_1,φ_1) нагревать в калорифере, то этот процесс изобразится прямой, проведенной вертикально вверх из точки *1* по линии d_1 = const (рис. 1.8). Чем больше тепла передается воздуху, тем больше он нагревается и тем выше по линии d_1 = const будет расположена точка, соответствующая конечному состоянию нагретого воздуха. Это может быть, например, точка *2* на рис. 1.8, если каждому килограмму сухой части воздуха будет передано Δi кДж тепла.

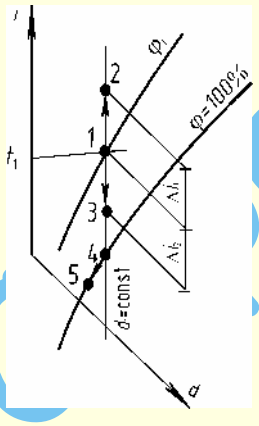


Рис. 1.8. Изображение в $i-d$-диаграмме процессов нагревания и охлаждения воздуха

В процессе охлаждения воздух отдает только явное тепло в результате контакта с сухой холодной поверхностью. В $i-d$–диаграмме этот процесс будет соответствовать направлению сверху вниз по линиям d = const, например, от точки *1* до точки *3* при отдаче воздухом в процессе охлаждения Δi_2 кДж тепла на каждый килограмм сухой его части. Процесс охлаждения воздуха при теплообмене, когда он отдает только явное тепло, может протекать до точки *4* пересечения линии d_1 = const с линией φ = 100%. Эта точка соответствует температуре точки росы. При дальнейшем охлаждении воздуха содержащийся в нем водяной пар будет выпадать в виде конденсата и процесс изменения его тепловлажностного состояния будет прослеживаться вниз по φ = 100%, например до точки 5, как это показано на рис. 1.8. Охлаждение по линии φ = 100% связано с отдачей не только явного (сухого), но и скрытого тепла – тепла конденсации водяного пара, поэтому этот процесс относят не к простейшему процессу охлаждения, а к более сложному процессу тепло- и влагообмена.

Таким образом, простейший процесс охлаждения воздуха практически осуществляется при контакте с холодной поверхностью до температуры $t_{т.р.}$

Процессы нагревания и охлаждения являются изовлажностными процессами. Они протекают при d = const и могут быть приближенно рассчитаны по формуле

$$\frac{\Delta t}{\Delta i} = 0,98, \qquad (1.51)$$

где Δt– изменение температуры воздуха, °С, при изменении его энтальпии на Δi, кДж/кг.

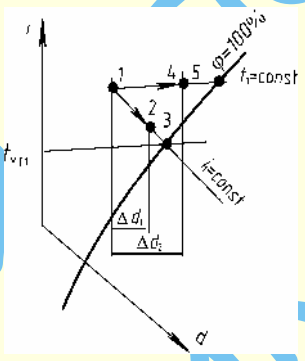


Рис. 1.9. Изображение в $i-d$ диаграмме процессов адиабатического и изотермического увлажнения

Процесс адиабатического увлажнения. Тонкий слой воды или ее мелкие капельки при контакте с воздухом приобретают температуру, равную температуре мокрого термометра. При контакте воздуха с водой, имеющей такую температуру, происходит процесс адиабатического увлажнения воздуха. В этом процессе энтальпия воздуха остается неизменной. В $i-d$ –диаграмме этот процесс можно проследить по линиям i = const (рис. 1.9). Если воздух, состояние которого соответствует точке *1*, будет находиться в контакте с водой, имеющей температуру мокрого термометра $t_{м.т.1,}$ то его состояние будет изменяться по линии i_1 = const, например до точки *2*, если воздух ассимилирует Δd_1 влаги на 1 кг сухой части воздуха. Предельное состояние воздуха в этом процессе соответствует его насыщению влагой в точке *3* пересечения луча процесса с кривой φ = 100%. В вентиляции часто используют способ адиабатического увлажнения воздуха. Для этого в оросительной камере разбрызгивают одну и ту же воду, забираемую из ее поддона. Вода, непрерывно находясь в контакте с воздухом, имеет температуру, близкую к температуре мокрого термометра. Она в небольшой части (около 3%) испаряется и увлажняет воздух, проходящий через камеру. Реальный луч процесса несколько отклоняется от линии i = const, но это отклонение незначительно. Увлажнение воздуха в камере орошения практически протекает до φ = 90–95%.

Процесс адиабатического увлажнения, протекающий по линии i = const, может быть приближенно рассчитан по формуле

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} = 2,45, \qquad (1.52)$$

где Δt – изменение температуры воздуха, °С, при изменении его влагосодержания на Δd, г/кг.

Справочное пособие по гидравлике

Процесс изотермического увлажнения. Если в воздух подавать пар, имеющий температуру воздуха по сухому термометру, то воздух будет увлажняться, не изменяя своей температуры. Процесс изотермического увлажнения воздуха паром в $i - d$ – диаграмме можно проследить по линиям $t = \text{const}$. При подаче пара в воздух с параметрами, определяемыми точкой *1* (см. рис. 1. 9), его состояние будет изменяться по линии $t_1 = \text{const}$. После увлажнения его состояние может соответствовать произвольной точке на этой изотерме, например точке *4* при ассимиляции Δd_2 влаги (см. рисунок). При увлажнении воздуха паром с температурой t_1 его предельное состояние будет соответствовать точке *5* пересечения линии $t_1 = \text{const}$ с линией $\varphi = 100\%$.

В вентиляционной практике используют способ увлажнения воздуха острым паром. В этом случае пар обычно имеет температуру более 100 °С, но это почти не изменяет направления луча процесса. В текстильном производстве применяют способ местного доувлажнения. В воздухе помещения пневматическими форсунками распыляют воду, мелкие капли которой полностью испаряются, находясь во взвешенном состоянии в воздухе. На адиабатическое испарение капель расходуется избыточное тепло помещения. В результате температура воздуха, помещения остается неизменной, поэтому можно считать, что такой процесс местного доувлажнения идет по линии, соответствующей изотерме помещения.

Реальные процессы увлажнения воздуха паром при их изображении в *i–d* –диаграмме могут отклоняться от линии $t = \text{const}$, но эти отклонения обычно незначительны.

Процесс изотермического увлажнения, протекающий по линии $t = \text{const}$, можно приближенно рассчитывать по формуле

$$\frac{\Delta i}{\Delta d} = 2{,}53\,, \qquad (1.53)$$

где Δi – изменение энтальпии воздуха, кДж/кг, при изменении его влагосодержания на Δd, г/кг.

Политропический процесс тепло- и влагообмена. Изменение состояния воздуха в вентиляционном процессе часто связано с одновременным поступлением в воздух или отбором от него тепла и влаги. Такое изменение состояния воздуха происходит в помещениях, где одновременно выделяются явное тепло и водяной пар, а также в специальных установках, где воздух одновременно охлаждается и осушается, и во многих других случаях. При произвольном соотношении ассимилированных количеств тепла и влаги изменение состояния воздуха можно изобразить в *i–d* – диаграмме линиями, имеющими то или иное направление. Если потоку воздуха, содержащему сухую часть в количестве G, кг/ч, передать Q, Вт, тепла и W, кг/ ч, влаги, то его энтальпия изменится на Δi, кДж/кг:

$$Q = G\Delta i\,, \qquad (1.54)$$

а влагосодержание – на Δd, кг/кг:

$$W = G\Delta d\,. \qquad (1.55)$$

Отношение правых и левых частей уравнений (1.54) и (1.55) есть показатель направления луча процесса изменения состояния воздуха в $i - d$ – диаграмме, обычно обозначаемый ε, т. е.

$$\frac{Q}{W} = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \varepsilon\,. \qquad (1.56)$$

Отношение Q к W в этом уравнении связано с определенным отношением Δd к Δi. Последнее соответствует приращениям ординаты и абсциссы в $i - d$ – диаграмме, а поэтому их отношение определяет угол наклона прямой, по которой будет протекать процесс изменения состояния воздуха. Эта прямая называется *лучом процесса,* а ее угол наклона к оси абсцисс определяет *показатель направления* или *угловой коэффициент* луча процесса ε.

Если на $i - d$ – диаграмме провести два параллельных между собой отрезка *1 – 2* и *3 – 4,* то, как это видно из подобия треугольников (рис. 1.10), для них будут одинаковыми отношения

$$\frac{\Delta i_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} = \frac{\Delta i_{3-4}}{\Delta d_{3-4}}, \qquad (1.57)$$

а следовательно, и показатель направления луча процесса ε. Отсюда можно сделать вывод, что одному и тому же углу наклона прямой в *i – d* –диаграмме соответствуют процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха с одним и тем же количеством ассимилированного тепла Q на 1 кг ассимилированной влаги W. Для удобства построений на *i–d*-диаграмме обычно применяют угловые масштабы. По границам диаграммы (см. рис. 1.6.) нанесены деления с указанием значений ε. Для нахождения положения определенного луча процесса нужно деление с соответствующим численным значением ε соединить с нулем отсчета на оси ординат. И, наоборот, если в $i - d$ – диаграмме нанесены и соединены линией точки, соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха, то направление луча процесса изменения состояния воздуха можно определить, проведя параллельную этой линии прямую через начало координат. Отсчет ε нужно снять по делению, через которое пройдет эта параллельная прямая.

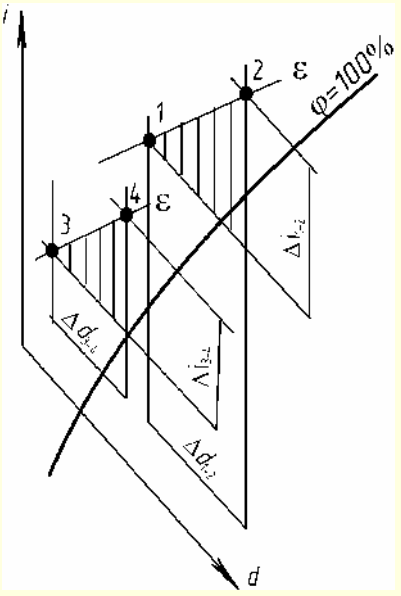


Рис. 1.10. К определению показателя ε направлений луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в *i–d*–диаграмме

Изменения состояния воздуха в помещении при его обработке в оросительной камере и во всех других случаях сводятся к изменению его энтальпии и влагосодержания. Зная начальное состояние воздуха, количество G его сухой части, полные теплопоступления Q и влагопоступления W в

Справочник по гидравлике

воздух, можно, пользуясь показателем ε и *i–d* – диаграммой, определить конечные параметры воздуха. В другом случае неизвестным, при прочих известных данных, может быть: количество воздуха или полное количество тепла, или количество влаги и т. д. Политропический процесс с произвольным показателем ε включает в себя все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха. Нетрудно видеть (рис. 1.11), что изовлажностный процесс нагревания соответствует значению

$$\varepsilon = \frac{+\Delta i}{0} = +\infty ; \qquad (1.58)$$

изовлажностный процесс охлаждения

$$\varepsilon = \frac{-\Delta i}{0} = -\infty . \qquad (1.59)$$

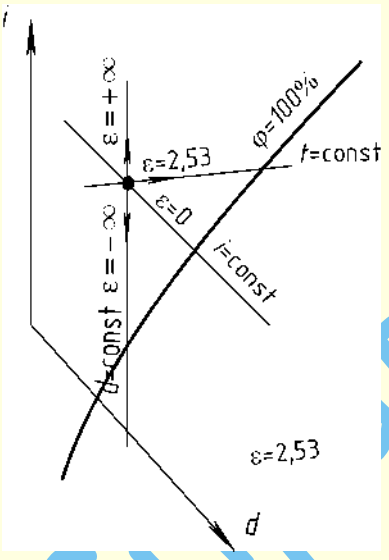


Рис. 1.11. Значения показателя ε направления лучей характерных процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в *i–d*-диаграмме

Процесс адиабатического увлажнения имеет

$$\varepsilon = \frac{0}{+\Delta d} = 0 . \qquad (1.60)$$

Величина ε для изотермического процесса

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} = 2{,}53 \text{ Дж/кг}. \qquad (1.61)$$

Произвольное значение ε в политропическом процессе приближенно можно рассчитать, пользуясь формулой

$$\frac{\Delta t}{\Delta i} = 0{,}98 - \frac{2{,}45}{\varepsilon} . \qquad (1.62)$$

Процесс смешивания. В вентиляционном процессе часто к наружному воздуху, подаваемому в помещение, подмешивается внутренний (происходит рециркуляция внутреннего воздуха). Возможны и другие случаи, связанные со смешиванием масс воздуха разного состояния. Процесс смешивания воздуха в *i–d* – диаграмме изображается прямой, соединяющей точки, соответствующие состоянию воздуха смешиваемых масс. Точка, соответствующая состоянию смеси, всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, обратно пропорциональные смешиваемым количествам воздуха. Если смешать воздух в количестве G_1, состояние которого соответствует точке *1* (рис. 1.12), с воздухом в количестве $G_2 = \frac{G_1}{n}$, состояние которого соответствует точке *2*, то точка смеси *3* разделит отрезок *1–2* или его проекции Δi_{1-2} и Δd_{1-2} на части *1–3* и *3–2* или Δi_{1-3} , Δi_{3-2} и Δd_{1-3}, Δd_{3-2}, отношение которых будет равно:

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta i_{1-3}}{\Delta i_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G_1}{nG_1} = \frac{1}{n} . \qquad (1.63)$$

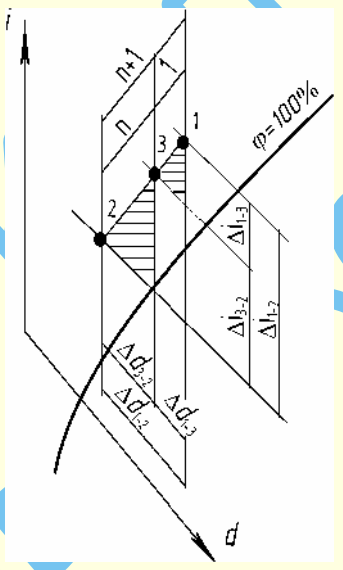


Рис. 1.12. Изображение в *i–d* – диаграмме процесса смешивания воздуха

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно прямую *1–2* или ее проекции разделить на *n* + 1 частей и отложить от точки *1* одну часть, оставив *n* частей до точки *2*. Такое построение определит положение точки смеси. Возможен случай, когда точка смеси окажется в области ниже линии φ = 100%. Это значит, что при смешивании будет образовываться туман (конденсация водяного пара, содержащегося в воздухе).

Процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой. Для увлажнения или осушки, а часто и для охлаждения или нагревания воздух вводят в контакт с водой. Для этого его пропускают через оросительные камеры, в которых разбрызгивается вода, или продувают через специальные пористые слои или оребренные поверхности, которые орошаются водой. В процессе обработки используется специально приготовляемая вода, имеющая температуру, отличную от $t_{м.т.}$. Размеры капель и толщина пленок воды в таком процессе достаточно велики. Этими двумя условиями данный процесс отличается от ранее рассмотренного процесса адиабатического увлажнения.

Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды оказывается полностью насыщенным водяным паром, а температура воздуха равна температуре воды. Следовательно, при разбрызгивании воды тонкий слой воздуха на поверхности капель имеет температуру разбрызгиваемой воды и относительную влажность φ = 100%.

При таком предположении процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой рассматривают как процесс смешения основного потока воздуха с воздухом в тонком слое на контакте с поверхностью воды, который считается полностью насыщенным водяным паром. В процессе теплообмена температура слоя или капель воды несколько изменяется. Для расчета берут некоторую промежуточную (близкую к конечной) температуру. Положение точки смеси в *i–d* – диаграмме на прямой, соединяющей точку, соответствующую начальному состоянию воздуха, с точкой, определенной температурой воды на линии φ = 100%, зависит от площади поверхности соприкосновения и его продолжительности, а также от параметров воздуха и воды.

В расчетах обычно используют так называемый *коэффициент орошения* μ, равный количеству разбрызгиваемой воды в килограммах, приходящейся на 1 кг воздуха. Учитывают также показатель направления луча процесса и конструктивные особенности камеры. Обычно принимают, что точка смеси устойчиво может находиться на линии φ = 90–95%, и из этого условия рассчитывают режим процесса орошения.

Состояние воздуха, обменивающегося с водой теплом и влагой, может претерпевать различные изменения в зависимости от соотношения параметров воды и воздуха. Можно рассмотреть несколько характерных случаев изменения состояния воздуха при контакте его с водой, имеющей разную температуру. Проведем рассмотрение для воздуха, начальное состояние которого соответствует точке *A* в *i–d*–диаграмме, представленной на рис. 1.13.

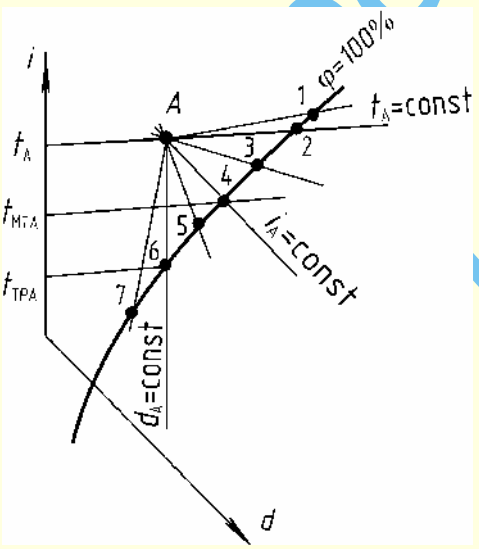


Рис. 1.13. Изображение в *i–d* – диаграмме процессов тепло- и влагообмена между воздухом и водой с различной температурой

При температуре воды, соответствующей точке *1* ($t_{воды} > t_A$), происходит увлажнение и нагрев воздуха. Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственной энтальпии. При температуре воды, соответствующей точке *2* ($t_{воды} = t_A$) , воздух увлажняется, не изменяя своей температуры. На испарение расходуется тепло воды. При температуре воды, соответствующей точке *3* ($t_{м.т.A} < t_{воды} < t_A$), происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха. Тепло на испарение поступает от воздуха и частично от воды. Если вода имеет температуру мокрого термометра ($t_{воды} = t_{м.т.A}$) (точка *4*), происходит адиабатическое увлажнение воздуха. Тепло для испарения отнимается только от воздуха. В точке *5* температура воды соответствует условию ($t_{т.р.A} < t_{воды} < t_{м.т.A}$). Воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается. Тепло воздуха идет на испарение и на нагрев воды. В точке *6* ($t_{воды} = t_{т.р.A}$) происходит охлаждение воздуха. Явное тепло воздуха отдается воде при неизменном его влагосодержании. При $t_{воды} < t_{т.р.A}$ (точка 7) происходит охлаждение и осушка воздуха. Вода охлаждает воздух и забирает скрытое тепло, выделяющееся при конденсации водяного пара на ее поверхности, а также тепло явного теплообмена с воздухом.

В расчете обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой и температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха, как было сказано, определяются точкой пересечения луча процесса изменения состояния воздуха, характеризуемого параметрами *i*, *d* и направлением луча ε, с линией φ = 95%. Температура (промежуточная, условная) воды определится точкой пересечения этого луча с линией φ = 100%. Параметры точек пересечения легко определить графическими построениями в *i–d* – диаграмме, как это показано на рис. 1.14 на примере φ = 95% и φ = 100%. Они могут быть легко определены и по приближенным формулам.

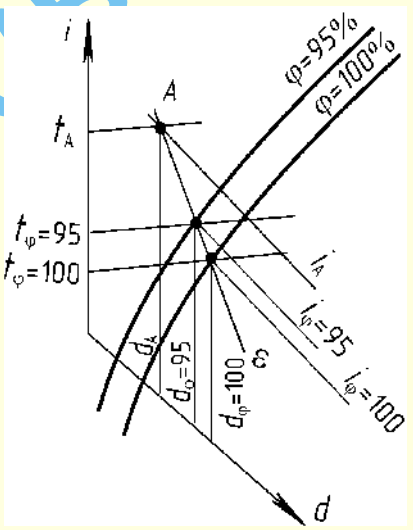


Рис. 1.14. К аналитическому определению параметров точек пересечения луча процесса ε при изменении состояния воздуха, соответствующего точке *A*, с линиями φ = 95% и φ = 100%

Энтальпия i_φ точек пересечения, где индекс φ относит величину *i* к пересечению с линией φ = 90%, φ = 95% или φ = 100%, может быть определена по формуле

$$i_\varphi = \frac{i - \left(\frac{C}{D} - d\right)\varepsilon}{1 - \varepsilon / D} \qquad (1.64)$$

Задачник по гидравлике

Влагосодержание d_φ и температура t_φ этих точек пересечения могут быть определены по формулам:

$$d_\varphi = \frac{i_\varphi - C}{D}; \qquad (1.65)$$

$$t_\varphi = \frac{i_\varphi - A}{B}. \qquad (1.66)$$

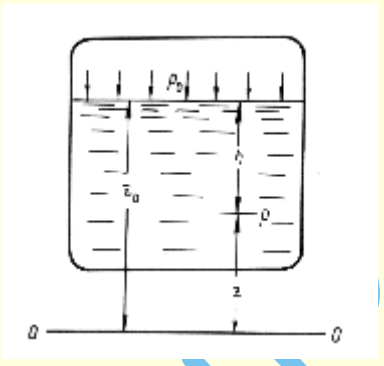
Численные значения коэффициентов *A, B, C, D*, входящих в формулы 1.64 – 1.66, приведены в табл. 1.30.

Таблица 1.30

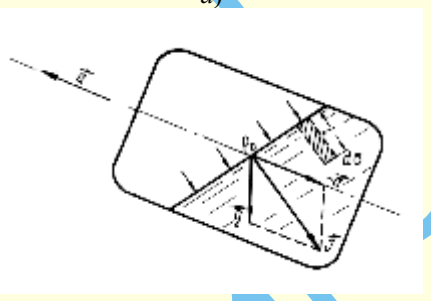
Значения коэффициентов *A*, *B*, *C* и *D*

φ, %	*A*	*B*	*C*	*D*
При t_φ от 0 до 10 °С				
100	9,42	1,97	–9,46	5,11
95	9,25	1,97	–9,67	5,32
90	8,37	1,88	–10,55	5,53
При t_φ от 10 до 20 °С				
100	1,26	2,85	–0,63	3,95
95	0 84	2,27	–0,50	4,02
90	0,84	2,64	0,08	4,02
При t_φ от 20 до 30 °С				
100	–28,05	4,27	7,41	3,39
95	–27,22	4,10	6,95	3,47
90	–26,38	3,98	6,47	3,52

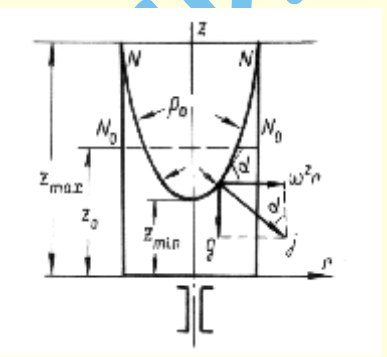
Расчет всех процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха очень упрощается и становится наглядным при пользовании графическим методом построения в *i–d* – диаграмме. Однако в некоторых случаях удобнее воспользоваться приближенными формулами, приведенными в конце каждого пункта данного параграфа. Погрешность расчета по ним не выходит за пределы 3%, что вполне допустимо в инженерной практике, например, при расчете на ЭВМ.



а)



б)



в)

Рис. 1.15. Относительный покой жидкости

1.2. ГИДРОСТАТИКА

Гидростатикой называется раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей, находящихся в относительном покое, и взаимодействие их с твердыми телами. Под относительным покоем будем понимать такое состояние жидкости, при котором в ней отсутствует перемещение отдельных ее частиц по отношению друг к другу.

Частными случаями относительного покоя являются:

а) абсолютный покой – жидкость находится в резервуаре, который неподвижен относительно Земли (рис. 1.15*а*);

б) относительный покой – жидкость находится в резервуаре, который движется прямолинейно с постоянным ускорением (рис. 1.15*б*);

в) относительный покой – жидкость находится в покое относительно резервуара, который вместе с жидкостью вращается с постоянной угловой скоростью вокруг оси *z* (рис. 1.15*в*).

1.2.1. Дифференциальные уравнения

Для составления условий равновесия жидкости необходимо учесть все силы, действующие на нее. Силы, действующие на жидкость, можно разделить на **массовые** (объемные) и **поверхностные**.

К **массовым** относятся такие силы, величина которых зависит от массы (объема). Это силы тяжести и инерционные силы.

Величина **поверхностных** сил зависит от площади поверхности, на которую они действуют. К ним относятся силы давления, трения. В покоящейся жидкости силы трения

Справочник гидравлика

отсутствуют, поскольку нет взаимного перемещения (сдвига) частиц жидкости.

Выделим в покоящейся жидкости бесконечно малый прямоугольный параллелепипед с ребрами dx, dy, dz, параллельными соответствующим осям прямоугольной системы координат x, y, z (рис. 1.16).

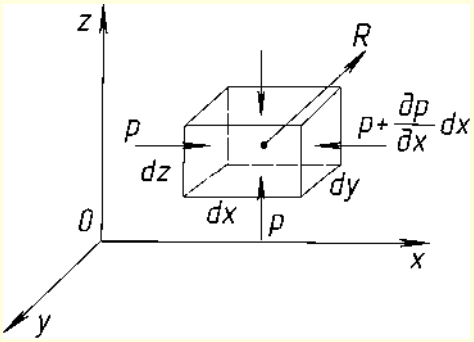


Рис. 1.16. Схема сил, действующих на элементарный параллелепипед

Будем считать, что равнодействующая **массовых** сил R приложена в центре тяжести выделенного объема жидкости. Пусть X, Y, Z – проекции равнодействующей массовых сил на соответствующие оси Ox, Oy, Oz, отнесенные к единице массы. Силы давления (поверхностные силы) пропорциональны площади каждой грани и приложены в ее центре.

Условие равновесия – сумма всех сил, действующих на выделенный объем, равна нулю – запишем в проекции на оси координат. Подробно рассмотрим лишь условие равновесия в проекции на ось Ox, а остальные запишем по аналогии.

Из поверхностных сил на ось Ox проектируются лишь силы гидростатического давления, действующие на грани, образованные ребрами dy и dz. Гидростатическое давление на передней грани обозначим через p, тогда на противоположной грани его можно выразить, имея в виду третье свойство гидростатического давления, через $\left(p+\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)$; величина $\frac{\partial p}{\partial x}$ характеризует изменение давления на единицу длины в направлении оси Ox. Силы гидростатического давления будут равны произведению соответствующих давлений на площади граней, т. е. $dydz$. Проекция массовых сил на ось Ox, отнесенная к единице массы, равна X. Тогда проекцию массовой силы, действующей на весь объем параллелепипеда в направлении оси Ox, можно найти, умножив X на массу этого объема $\rho dxdydz$.

Условие равновесия выделенного объема жидкости можно записать как равенство суммы проекций всех сил на любую координатную ось.

В проекции на ось Ox оно запишется

$$p\,dy\,dz-\left(p+\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dy\,dz+X\rho\,dx\,dy\,dz=0.$$

После простых преобразований получим

$$X-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}=0. \qquad (1.67a)$$

Аналогично получаются уравнения в проекциях сил на оси y и z

$$Y-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}=0. \qquad (1.67б)$$

$$Z-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}=0. \qquad (1.67в)$$

Уравнения (1.67) являются дифференциальными уравнениями равновесия жидкости. Впервые они были получены Л. Эйлером в 1755 г. и названы в честь него уравнениями Л. Эйлера.

Эти уравнения выражают зависимость между массовыми и поверхностными силами в любой точке покоящейся жидкости.

Приведем уравнения к виду, удобному для интегрирования. Для этого поверхностные силы оставим в левой части равенства, а массовые перенесем в правую часть. Кроме того, помножим каждое уравнение (1.67) на dx, dy, dz соответственно и сложим их. В результате получим

$$\frac{\partial p}{\partial x}dx+\frac{\partial p}{\partial y}dy+\frac{\partial p}{\partial z}dz=\rho(Xdx+Ydy+Zdz). \qquad (1.68)$$

Если давление является функцией только лишь пространственных координат и не зависит от времени, то выражение, стоящее в левой части (1.68), будет полным дифференциалом от давления $p = p(x, y, z)$.

Тогда (1.68) запишем в виде:

$$dp=\rho(Xdx+Ydy+Zdz). \qquad (1.69)$$

Поверхности, на которых давление постоянно, называются уровенными поверхностями. Из (1.69) можно получить уравнение этих поверхностей, если в нем положить $dp = 0$. Тогда будем иметь

$$Xdx+Ydy+Zdz=0,$$

где X, Y, Z – проекции единичной массовой силы G, а dx, dy, dz – проекции вектора dl, лежащего на уровенной поверхности, на оси декартовой системы координат xyz. Из последнего уравнения следует, что $G \perp dl$, т. е. **уровенные поверхности нормальны к суммарной массовой силе, включающей инерционные силы и силу тяжести.**

1.2.2. Основное уравнение гидростатики

Рассмотрим случай, когда покоящаяся жидкость, имеющая массу m, заключена в резервуаре, и из массовых сил на нее действует лишь сила тяжести G. На свободную поверхность действует внешнее давление p_0, величина которого известна. Считаем, что $\rho = \text{const}$ и $G = \text{const}$. Оси координат выбираем так, чтобы сила тяжести G была параллельна оси Oz и направлена в противоположную сторону (рис. 1.17).

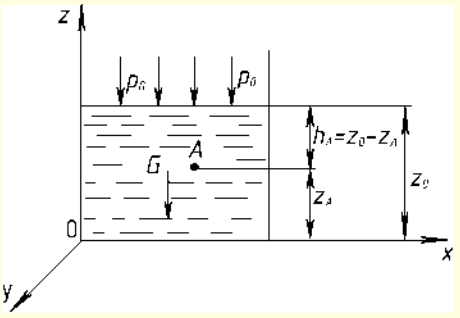


Рис. 1.17. Схема к выводу основного уравнения гидростатики

Справочник по гидравлике

Тогда проекции массовых сил, отнесенные к единице массы, будут равны:

$$X = Y = 0;\ Z = \frac{G}{m} = g;$$

Выражение (1.69) упростится и примет вид $dp = -\rho g dz$.

Так как $\gamma = \rho g$, то $dp = -\gamma dz$. (1.70)

Это дифференциальное уравнение равновесия жидкости, находящейся под действием силы тяжести.

Проинтегрировав (1.70), получим $p = -\gamma z + c_1$,

где c_1 – постоянная интегрирования.

Разделив полученное уравнение на удельный вес γ = = const и обозначив $\frac{c_1}{\gamma} = c$, будем иметь

$$z + \frac{p}{\gamma} = c. \qquad (1.71)$$

Уравнение (1.71) называется **основным уравнением гидростатики**. Величина z называется геометрическим напором, а $\frac{p}{\gamma}$ – пьезометрическим напором. Они измеряются обычно в метрах столба рассматриваемой жидкости (м).

Основное уравнение гидростатики (1.71) показывает, что сумма геометрического и пьезометрического напоров для всех точек покоящейся жидкости есть величина постоянная. Постоянную c можно определить из граничных условий (рис. 1.17). При $z = z_0$, давление $p = p_0$, тогда $c = z_0 + \frac{p_0}{\gamma}$.

Подставляя значение c в (1.71), имеем

$$z + \frac{p}{\gamma} = z_0 + \frac{p_0}{\gamma}$$

Отсюда при известных z_0 и p_0 можно найти давление в любой точке покоящейся жидкости

$$p = p_0 + \gamma (z_0 - z). \qquad (1.72)$$

Так, в точке A, имеющей координату $z = z_A$, давление будет

$$p_A = p_0 + \gamma(z_0 - z_A).$$

Если разность $z_0 - z_A$, равную глубине погружения точки относительно свободной поверхности, обозначить через h_A, то последнее уравнение можно записать в виде

$$p_A = p_0 + \gamma h_A. \qquad (1.73)$$

Это вторая форма записи основного уравнения гидростатики, которое теперь можно трактовать так: давление в любой точке A внутри покоящейся жидкости равно сумме давления, действующего на свободную поверхность, и произведения удельного веса жидкости на глубину погружения точки (веса столба жидкости над точкой с единичной площадью основания).

Если давление на свободную поверхность p_0 равно атмосферному, то произведение γh будет равно избыточному давлению (см. рис. 1.2*а*). Таким образом, избыточное давление в любой точке покоящейся жидкости определяется глубиной ее погружения.

Действительно, если на этой глубине к резервуару с жидкостью подсоединить трубку с открытым концом (рис. 1.18), то жидкость под действием избыточного давления, равного γh, поднимется в ней на высоту h. Это следует из основного уравнения гидростатики, ибо только в этом случае гидростатические давления в точке A со стороны резервуара и трубки будут равны, и жидкость будет находиться в покое. На этом основан принцип замера избыточного давления с помощью таких трубок, называемых пьезометрами. Замерив высоту жидкости в пьезометре, можно определить избыточное давление:

$$p_{изб} = \gamma h.$$

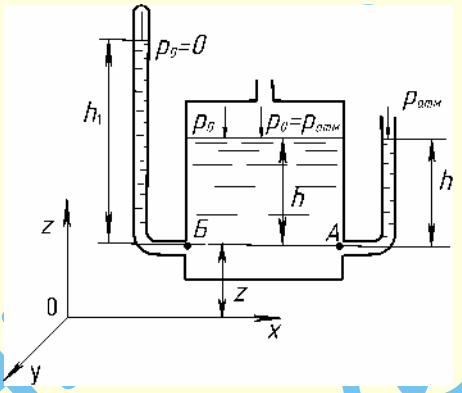


Рис. 1.18. Работа сил давления

Если верхний конец пьезометра будет запаян и из трубки будет откачан воздух до давления $p_0 = 0$, то высота, на которую поднимается жидкость, будет соответствовать абсолютному давлению (см. рис. 1.2*а*) $h_1 = \frac{p_{абс}}{\gamma}$.

Из уравнения (1.73) следует два важных вывода.

1. На сколько изменится давление на свободной поверхности жидкости, на столько же изменится гидростатическое давление в любой ее точке, или давление в жидкости передается во все точки без изменения (закон Паскаля).

2. Давление в жидкости растет с увеличением глубины погружения точки по линейному закону.

Выясним теперь физический смысл геометрического и пьезометрического напоров.

Для этого рассмотрим потенциальную энергию частицы жидкости массой m, которая расположена на высоте z относительно плоскости xOy. Потенциальная энергия положения равна $E_{пот} = mgz$. Тогда удельная потенциальная энергия положения, т. е. энергия, отнесенная к единице веса, будет равна

$$e_{пот} = \frac{E_{пот}}{mg} = z.$$

Следовательно, геометрический напор выражает удельную потенциальную энергию положения, равную расстоянию частицы от плоскости xOy, называемой плоскостью сравнения. Плоскость сравнения обычно выбирается произвольно, что вполне допустимо, так как в основное уравнение гидростатики входит только разность геометрических напоров $z_0 - z$ [см. формулу (1.72)].

Физический смысл пьезометрического напора станет ясным из рассмотрения работы, совершаемой абсолютным давлением в месте присоединения пьезометра по подъему жидкости на высоту h_1 (рис. 1.18). Эта работа равна произведению силы гидростатического давления $P = p_{абс}\omega$ на расстояние h_1, на котором этой силой совершается работа

$$A = Ph_1 = p_{абс}\omega h_1,$$

где ω – площадь сечения пьезометра.

Справочник гидравлика

Вес жидкости, перемещенной силой гидростатического давления в пьезометр, $G = \gamma\omega h_1$, а удельная работа, отнесенная к единице веса жидкости,

$$A_{уд} = \frac{A}{G} = \frac{p_{абс}\omega h_1}{\gamma\omega h_1} = \frac{p_{абс}}{\gamma}.$$

Таким образом, пьезометрический напор представляет собой удельную работу, которую могло бы совершить давление, или, иными словами, удельную потенциальную энергию давления жидкости.

Теперь основному уравнению гидростатики можно дать энергетическое толкование. Оно показывает, что сумма удельной потенциальной энергии положения и удельной потенциальной энергии давления в любой точке покоящейся жидкости есть величина постоянная. Эту постоянную обозначают буквой H и называют гидростатическим напором

$$z + \frac{p}{\gamma} = H. \qquad (1.74)$$

В дальнейшем под напором будем всегда подразумевать удельную энергию жидкости.

1. Пример. Определить величину абсолютного и избыточного гидростатического давления на глубине $h = 8$ м. Принять $p_0 = p_{атм} = 1$кГ/см^2, $\gamma = 1000$ кГ/м^3 (рис. 1.18).

Р е ш е н и е. Абсолютное гидростатическое давление определяется по формуле

$$p_{абс} = p_{атм} + \gamma h = 1 + 0{,}001 \cdot 800 = 1{,}8 \text{ кГ/см}^2 = 1{,}8 \text{ атм}.$$

Избыточное гидростатическое давление будет равно

$$P_{изб} = \gamma h = 0{,}001 \cdot 800 = 0{,}8 \text{ кГ/см}^2 = 0{,}8 \text{ атм}.$$

1.2.3. Сила давления жидкости на плоскую стенку

Рассмотрим применение основного уравнения гидростатики для определения силы давления на стенки резервуара с жидкостью. Пусть нам необходимо определить силу, действующую на произвольную плоскую фигуру, которая расположена на стенке OM и имеет площадь, ограниченную контуром L (рис. 1.19). На плоскость чертежа эта фигура проектируется в линию AB.

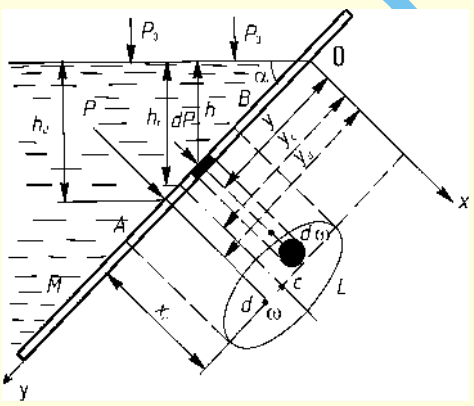


Рис. 1.19. Определение силы давления жидкости на плоскую стенку

Стенка OM наклонена к свободной поверхности под углом α. На свободную поверхность действует внешнее давление p_0. Решение этой задачи удобнее проводить в координатных осях xOy, одна из которых Oy направлена вдоль стенки OM, а Ox – по линии пересечения этой стенки со свободной поверхностью жидкости. Для наглядности стенка OM развернута в плоскость чертежа вокруг оси Oy. Через y_c здесь обозначена координата центра тяжести фигуры. Между координатой y любой точки рассматриваемой фигуры и глубиной погружения этой точки существует очевидная из чертежа связь

$$h = y \sin\alpha. \qquad (1.75)$$

Для определения силы давления p необходимо найти направление ее действия, величину и точку приложения. Точка приложения силы гидростатического давления называется **центром давления** (на рис. 1.19 ее координата обозначена y_d).

В соответствии с первым свойством гидростатического давления можно утверждать, что во всех точках площади ω давление жидкости будет направлено по нормали к стенке, следовательно, по нормали к ней будет направлена и сила гидростатического давления.

Давление в каждой точке фигуры AB определяется давлением на свободную поверхность p_0 и избыточным давлением, определяемым глубиной погружения этой точки

$$p = p_0 + \gamma h.$$

В дальнейшем будем считать, что давление p_0 и давление на стенки резервуара извне равны атмосферному давлению. Тогда сила, действующая на стенку, будет определяться лишь избыточным давлением $p_{изб} = \gamma h$.

На каждый элемент площади $d\omega$ действует элементарная сила $dP = p_{изб}\, d\omega = \gamma h d\omega$.

С учетом выражения (1.75)

$$dP = \gamma y \sin\alpha\, d\omega. \qquad (1.76)$$

Суммарная сила давления на всю площадь фигуры ω определяется как интеграл по всей поверхности

$$P = \gamma \sin\alpha \int_\omega y d\omega.$$

Интеграл $\int_\omega y d\omega$ представляет собой статический момент площади рассматриваемой фигуры относительно оси Ox и равен произведению координаты центра тяжести на ее площадь ω.

$$\int_\omega y d\omega = y_c \omega.$$

Отсюда

$$P = \gamma\, y_c \sin\alpha\, \omega = \gamma h_c \omega, \qquad (1.77)$$

где $\gamma\, h_c$ – избыточное давление в центре тяжести фигуры p_c.

Сила давления жидкости на плоскую фигуру равна произведению избыточного давления в центре тяжести этой фигуры на ее площадь

$$P = p_c\, \omega. \qquad (1.78)$$

Для определения центра давления (точки приложения этой силы) необходимо в общем случае найти координаты y_d и x_d.

Упростим задачу, считая, что рассматриваемая фигура симметрична относительно прямой $x = x_c$. В этом случае $x_d = x_c$ и необходимо определить лишь y_d.

Воспользуемся известной теоремой статики: момент равнодействующей силы относительно какой-либо оси равен сумме моментов сил ее составляющих.

Момент силы P относительно оси Ox равен Py_d. Момент сил, ее составляющих, определится как интеграл по площа-

Справочник по гидравлике

ди ω от dPy. На основании вышеприведенной теоремы имеем

$$Py_d = \int_\omega dPy.$$

Отсюда с учетом (1.76) и (1.77) можно найти искомую координату y_d:

$$y_d = \frac{\int dPy}{P} = \frac{\gamma \sin\alpha \int_\omega y^2 d\omega}{\gamma \sin\alpha\, y_c \omega} = \frac{I_x}{y_c \omega}. \qquad (1.79)$$

Здесь I_x – момент инерции фигуры относительно оси Ox. Известно, что его можно выразить через момент инерции относительно центральной оси, проходящей через центр тяжести фигуры I_0, и расстояние между этой осью и осью Ox $y = y_c$:

$$I_x = I_0 + y_c^2\, \omega.$$

Имея в виду последнее, выражение (1.79) можно записать так:

$$y_d = \frac{I_0 + y_c^2 \omega}{y_c \omega}.$$

Разделив почленно, получим

$$y_d = y_c + \frac{I_0}{y_c \omega}. \qquad (1.80)$$

Так как I_0 всегда положителен, то из (1.80) видно, что $y_d > y_c$, т. е. центр давления расположен ниже центра тяжести. Это показывают эпюры гидростатического давления.

1.2.4. Эпюры гидростатического давления

Для графического изображения характера распределения гидростатического давления на стенку по глубине служат эпюры гидростатического давления.

При построении эпюр учитывается, что:

а) уравнение гидростатики (1.73) $p = p_0 + \gamma h$, характеризующее распределение давления по глубине, является уравнением прямой;

б) силы давления направлены нормально к стенке.

На рис. 1.20 показаны эпюры гидростатического давления, действующего на вертикальную стенку OB.

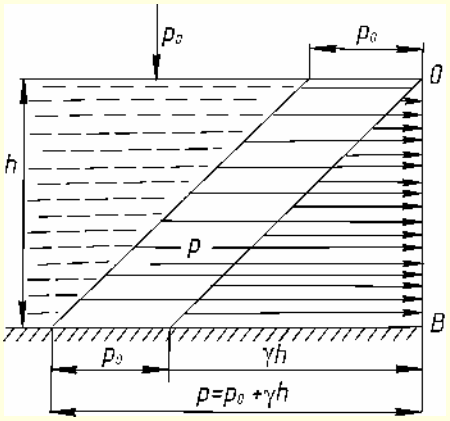


Рис. 1.20. Эпюры гидростатического давления, действующего на плоскую стенку

Для их построения достаточно в одинаковом масштабе отложить величину гидростатического давления по горизонтальному направлению, совпадающему с направлением гидростатического давления, на поверхности жидкости и у основания стенки, соединив концы этих отрезков прямой линией.

Из рис. 1.20 видно, что эпюра избыточного гидростатического давления представляет собой треугольник, а эпюра абсолютного гидростатического давления представляет собой трапецию.

Пример. Определить величину и точку приложения силы давления на плоский прямоугольный щит шириной b = 5 м, поддерживающий напор H = 3 м. Принять γ = = 1000 кГ/м^3 (рис. 1.21). На свободную поверхность жидкости и внешнюю поверхность стенки действует одинаковое давление p_0.

Решение. Силу избыточного давления находим по формуле (1.77):

$$P = \gamma h_c \omega = \frac{\gamma b H H}{2} = \frac{\gamma b H^2}{2},$$

$$P = 1000 \cdot 5 \cdot \frac{3^2}{2} = 22\,500 \text{ кГ} = 22{,}5 \text{ т}$$

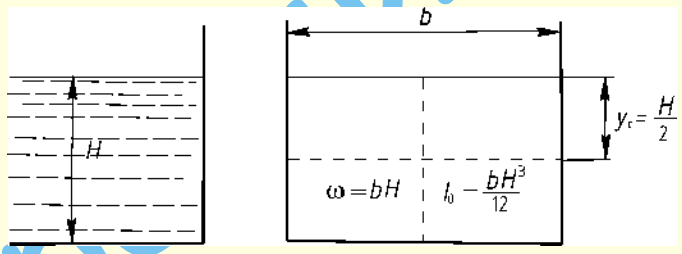


Рис. 1.21. Давление жидкости на вертикальную плоскую стенку

Для прямоугольной плоской фигуры момент инерции относительно оси, проходящей через ее центр тяжести, выражается известной зависимостью

$$I_0 = \frac{bH^3}{12}.$$

Тогда, имея в виду что в нашем случае $y_c = \frac{H}{2} = 1{,}5$,

$$y_d = \frac{H}{2} + \frac{\frac{bH^3}{12}}{bHH/2} = \frac{H}{2} + \frac{H}{6} = 2 \text{ м}.$$

Таким образом, центр давления расположен ниже центра тяжести на 0,5 м.

1.3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И УРАВНЕНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ

Задача гидродинамики. Гидродинамика изучает законы движения жидкостей, а также силовое и энергетическое взаимодействие между жидкостями и твердыми телами при их взаимном перемещении.

Скорость и давление, определяющие движение жидкости, изменяются в потоке жидкости в пространстве и во

Справочник по гидравлике

времени. Основная задача гидродинамики состоит в исследовании изменения этих параметров в потоке жидкости и нахождении вида функций:

$$v = f_1(x, y, z, t),$$
$$p = f_2(x, y, z, t), \qquad (1.81)$$

где v и p – скорость и давление в рассматриваемой точке;

x, y, z – координаты этой точки;

t – время.

Скорость движения частиц жидкости будем обозначать через v, а проекции на соответствующие оси декартовой системы координат через v_x, v_y, v_z.

Два метода описания движения жидкости. В гидродинамике существует два подхода к изучению движения жидкости: метод Лагранжа и метод Эйлера.

По методу Лагранжа прослеживается движение отдельных частиц жидкости. Этот метод не получил широкого распространения в гидродинамике, т. к. он позволяет получить решение лишь для частных случаев движения жидкости.

По методу Эйлера течение жидкости изучают путем исследования свойств и характера движения частиц в отдельных точках пространства, занимаемого в рассматриваемый момент времени движущейся жидкостью.

Движение жидкости будет известным, если для каждой фиксированной точки пространства, в каждый момент времени будут определены функции (1.81)

$$v = f_1(x, y, z, t);$$
$$p = f_2(x, y, z, t).$$

Метод Эйлера широко используется в гидравлике. Решение задачи по определению зависимостей (1.81) с учетом всех физико-механических свойств реальных жидкостей теоретическим путем не всегда может быть найдено из-за сложности рассматриваемых явлений. Поэтому для упрощения ряда теоретических выводов вводится понятие идеальной жидкости.

Идеальная жидкость абсолютно несжимаема, не оказывает сопротивления растягивающим усилиям и лишена вязкости.

Сжимаемость, температурное расширение и сопротивление растяжению реальных жидкостей пренебрежимо малы (см. п. 1.1), поэтому основной особенностью, отличающей реальную жидкость от идеальной, является отсутствие у последней вязкости.

Пренебрежение вязкостью приводит к расхождениям теории с действительностью, и поэтому решения, полученные для идеальной жидкости, приходится трансформировать для реальной жидкости с введением поправок на вязкость, определяемых зачастую экспериментальным путем.

Установившееся движение. Установившимся движением называют такое движение жидкости, при котором скорость и давление во всех точках потока с течением времени не изменяются и зависят только от положения точки в потоке:

$$v = f_1(x, y, z,);$$
$$p = f_2(x, y, z,).$$

Примером установившегося движения может служить истечение жидкости из отверстия (крана) в стенке резервуара при постоянном напоре (рис. 1.22*а*).

Неустановившееся движение. Неустановившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость движения и давление в каждой точке изменяются с течением времени, т. е. являются функциями не только координат, но и времени:

$$v = f_1(x, y, z, t);$$
$$p = f_2(x, y, z, t).$$

Примером неустановившегося движения жидкости служит истечение жидкости из отверстия (крана) при переменном напоре (рис. 1.22*б*).

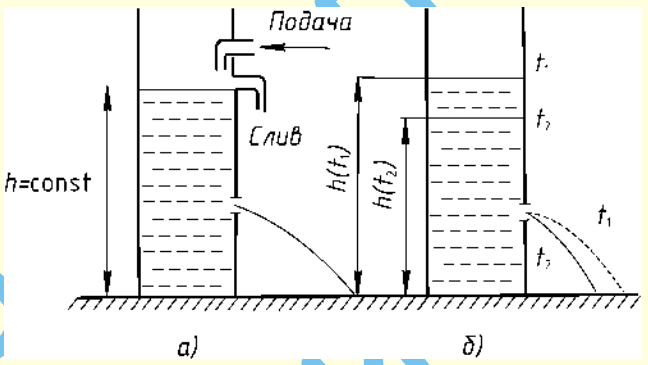


Рис. 1.22. *а* – установившееся,
б – неустановившееся движение жидкости

Движение называется одномерным, если скорость v и давление p зависят от одной пространственной координаты; двухмерным (плоским) – от двух; трехмерным (пространственным) – при зависимости этих величин от трех координат.

Следовательно, установившееся и неустановившееся движения могут быть одномерными, плоскими и пространственными. В гидравлике, как правило, изучаются одномерные движения жидкостей.

Траектория движения частицы. Линия, по которой движется отдельная частица, называется траекторией. Траекторию можно определить как совокупность пространственных точек, которые отдельная частица A последовательно проходит при своем движении в пространстве за некоторый промежуток времени (рис. 1.23).

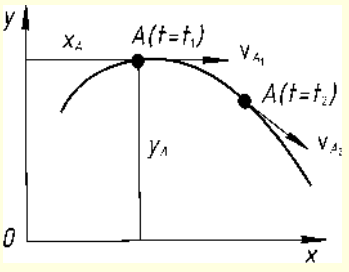


Рис. 1.23. Траектория частицы жидкости

Линия тока. Для характеристики поля скоростей в движущейся жидкости вводится понятие линии тока. Линия тока – это такая линия, в каждой точке которой скорость частиц направлена по касательной к ней. Следует обратить внимание на то, что линия тока, в отличие от траектории, относится к разным частицам и характеризует направление их движения в данный момент времени (рис. 1.24).

Справочник по гидравлике

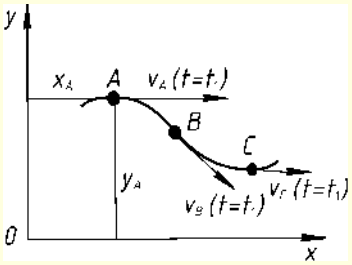


Рис. 1.24. Линия тока

В следующий момент времени при неустановившемся движении поле скоростей изменится и изменится положение линий тока.

Если же движение установившееся, то во всех точках пространства скорости не будут меняться по величине и направлению, и линии тока останутся неизменными. Частицы жидкости будут следовать по неизменным линиям тока. Таким образом, при установившемся движении линии тока и траектории совпадают.

Из определений линий тока следует, что они никогда не пересекаются, в противном случае оказалось бы, что одна и та же частица в данный момент времени в точке пересечения линий тока должна двигаться в разных направлениях. Исключение составляют особые (критические) точки в потоке, через которые проходит либо бесконечное число линий тока, либо не проходит ни одной (как правило, в таких точках скорость равна нулю).

Трубка тока. Если в движущейся жидкости выделить замкнутый, не пересекающий себя контур L и через все его точки провести линии тока, соответствующие данному моменту времени, то получится как бы трубчатая поверхность, называемая трубкой тока (рис. 1.25). Так как линии тока, образующие эту поверхность, не могут пересечься ни с какими другими линиями тока, то эта поверхность будет непроницаемой.

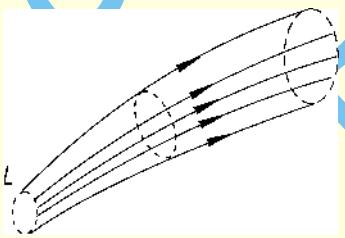


Рис. 1.25. Трубка тока

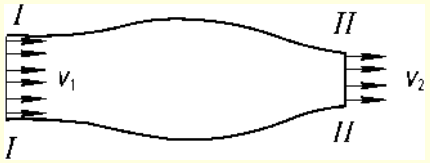


Рис. 1.26. Элементарная струйка жидкости

Струйка. Масса жидкости, движущаяся внутри трубки тока, образует струйку жидкости. Если замкнутый контур, через точки которого проходят линии тока, образующие трубку тока, бесконечно мал, то струйка называется элементарной. Струйка обладает следующими свойствами:

1) при установившемся движении форма элементарной струйки остается неизменной во времени;

2) скорости в каждой точке одного поперечного сечения струйки, которое принимается плоским, перпендикулярны к нему и равны между собой (рис. 1.26);

3) скорости в различных сечениях в общем случае могут быть не равны, т. е. v_1 не равно v_2 и т.д.

1.3.1. Гидравлические элементы потока жидкости

Поток. Совокупность элементарных струек, представляющая собой непрерывную массу частиц, движущихся по какому-либо направлению, образует поток жидкости. Поток может быть:

– полностью ограничен твердыми стенками – например, в трубопроводе (напорное движение);

– частично ограничен твердыми стенками (безнапорное движение), например, в канале;

– свободным, например, струя, вытекающая в атмосферу из отверстия в стенке резервуара.

Элементы и параметры, характеризующие поток жидкости

Условно все элементы и параметры, характеризующие поток вязкой жидкости, можно разделить на три группы: геометрические, кинематические и энергетические.

К **геометрическим** элементам и параметрам относятся живое сечение и его площадь, смоченный периметр и эквивалентный диаметр.

Живое сечение. Живым сечением потока называют его поперечное сечение, в каждой точке которого линии тока перпендикулярны к нему.

Площадь живого сечения обозначается греческой буквой ω.

Смоченный периметр Π. Смоченным периметром называют периметр живого сечения или часть его, на которых жидкость соприкасается с твердыми стенками.

Гидравлический радиус представляет собой отношение площади живого сечения к смоченному периметру.

$$R_г = \frac{\omega}{\Pi}.$$

Эквивалентный (гидравлический) диаметр вводится соотношением

$$D_г = 4R_г,$$

выбранным из тех соображений, чтобы для трубопровода круглого сечения гидравлический диаметр равнялся геометрическому.

Кинематические параметры связаны со скоростями движения жидкости. Здесь следует различать истинную скорость жидкости и среднюю скорость потока. Так, при движении вязкой жидкости в трубопроводе скорость в различных точках живого сечения не одинакова: она равна нулю в точках смоченного периметра и отлична от нуля в остальных точках живого сечения, меняясь по определенному закону (рис. 1.4). Этот закон определяет значение истинной скорости v в живом сечении. Истинная скорость v определяет расход жидкости через сечение.

Расходом называется количество жидкости, протекающей через живое сечение потока ω, в единицу времени. Количеством может быть объем, масса или вес. Соответственно этому расход называется объемным Q (измеряется в [м^3/с]), массовым $\dot{m}$ [кг /с] и весовым G [н/с].

Справочник по гидравлике

Между весовым, массовым и объемным существует связь

$$G = \gamma Q = g\rho\, Q = g\,\dot{m}\,. \qquad (1.82)$$

Объемный расход в элементарной струйке и потоке с живыми сечениями соответственно $d\omega$ и ω можно определить по формулам:

$$dQ = v d\omega,$$

$$Q = \int_{\omega} dQ = \int_{\omega} v d\omega\,. \qquad (1.83)$$

Под средней скоростью потока понимают такую условную скорость V, одинаковую во всех точках живого сечения и обеспечивающую такой же расход, как и истинная скорость v. Исходя из этого, выражение для средней скорости можно записать в виде

$$V = \frac{Q}{\omega} = \frac{1}{\omega}\int_{\omega} v d\omega\,.$$

К **энергетическим параметрам** относятся напор и коэффициенты кинетической энергии и импульса.

Напором называется энергия жидкости, отнесенная к единице веса жидкости. В пп. 1.1–1.2 уже отмечалось, что жидкость может обладать внутренней энергией и потенциальной энергией давления, равной той работе, которую может совершить жидкость (газ) за счет сил давления. К этому следует добавить потенциальную энергию положения и кинетическую энергию. Удельную потенциальную энергию сил давления, удельную энергию положения и удельную кинетическую энергию можно записать как $\frac{p}{\gamma}$, z и $\frac{U^2}{2g}$. Здесь z – высота расположения рассматриваемой части жидкости над плоскостью сравнения, а U может быть как истинной v, так и средней скоростью V. Значения удельной кинетической энергии, определенные по средней и истинной скоростям, неодинаковы и связаны соотношением

$$\alpha\rho V\omega\frac{V^2}{2} = \int_{\omega}\rho v d\omega\frac{v^2}{2}. \qquad (1.84)$$

Здесь α называется коэффициентом кинетической энергии. Его значение больше единицы, т. к. истинная кинетическая энергия всегда больше кинетической энергии, посчитанной по средней скорости, и равна 1 в случае, когда истинная скорость во всех точках живого сечения становится одинаковой.

Из (1.84) следует выражение для α

$$\alpha = \frac{\int_{\omega} v^3 d\omega}{V^3\omega} \geq 1. \qquad (1.85)$$

Аналогично вводится коэффициент импульса (количества движения) β

$$\beta = \frac{\int_{\omega} v^2 d\omega}{V^2\omega} \geq 1\,. \qquad (1.86)$$

Поэтому при определении кинетической энергии и импульса по средней скорости их надо увеличивать на α и β соответственно. Так, например, удельная кинетическая энергия может быть определена как

$$\frac{\alpha V^2}{2g}\,.$$

Согласно определению напора, удельную потенциальную энергию положения z, сил давления $\frac{p}{\gamma}$, удельную кинетическую энергию $\frac{V^2}{2g}$ называют геометрическим, пьезометрическим и скоростным напорами соответственно.

Плавноизменяющиеся потоки и их свойства

В общем случае движения жидкости (в трубах, каналах, естественных руслах) живое сечение вдоль потока меняется как по форме, так и по площади. Эти изменения могут быть непрерывными, плавными, а могут происходить резко. В первом случае возможно изучение движения жидкости теоретическими методами, во втором – приходится обращаться к эксперименту. Чтобы разграничить эти случаи, в гидравлике вводится понятие плавноизменяющегося движения, которое характеризуется следующими свойствами:

1. Кривизна линий тока в потоке считается весьма незначительной, т. е. радиус кривизны r линий тока должен быть очень большим.

2. Угол расхождения струек α (или угол расхождения соседних линий тока) мал настолько, что им можно пренебречь (рис. 1.27).

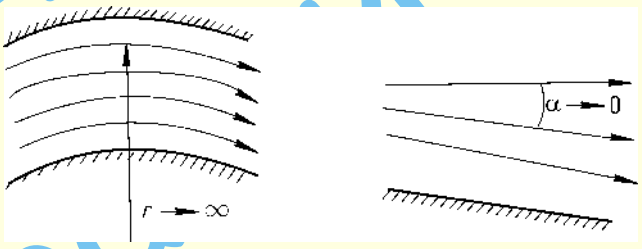


Рис. 1.27. Плавноизменяющееся движение жидкости

Если поток обладает названными свойствами, то живые сечения его можно считать плоскими и нормальными к оси потока.

Если внутри плавноизменяющегося потока выделить частицу жидкости и спроектировать все действующие на нее силы на плоскость живого сечения, то вследствие того, что скорости и ускорения почти перпендикулярны живому сечению, силы инерции в условие равновесия не войдут. Поэтому уравнения равновесия ничем не будут отличаться от уравнений равновесия покоящейся жидкости. Вследствие этого в живом сечении плавноизменяющегося потока будет выполняться основное уравнение гидростатики, т. е. в любой точке живого сечения (рис. 1.28)

$$z + \frac{p}{\gamma} = \text{const}.$$

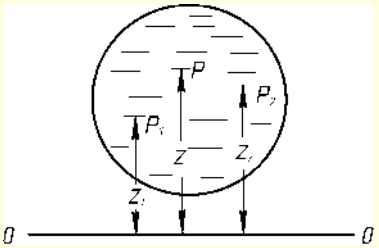


Рис. 1.28. Основное уравнение гидростатики в живом сечении плавноизменяющегося потока

Справочник по гидравлике

1.3.2. Уравнение неразрывности

Выделим объем жидкости между сечениями *I–I* и *II–II* элементарной струйки (рис. 1.29).

Сделаем следующие допущения:

движение жидкости установившееся;

внутри струйки нет источников и стоков;

жидкость несжимаемая, т. е. $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$.

Скорость частиц жидкости в сечении *I–I* обозначим через v_1, а в сечении *II–II* – через v_2.

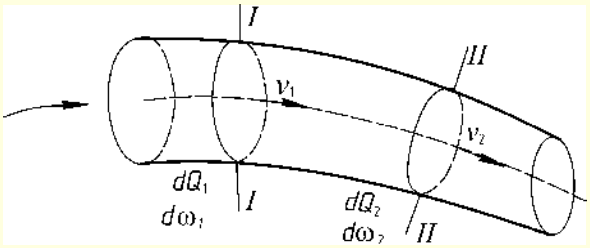


Рис. 1.29. Схема к выводу уравнения неразрывности

Масса жидкости dm_1, поступающая за время dt через сечение *I–I*, должна быть равна массе жидкости dm_2, вытекающей за то же время через сечение. Это следует из принятых допущений. Действительно, из первого допущения следует, что форма струйки с течением времени не меняется ($d\omega_1 = \text{const}_1$, $d\omega_2 = \text{const}_2$), а из второго – отсутствие убыли и притока массы между сечениями *I–I* и *II–II*. Кроме того, из определения струйки следует, что через боковую поверхность нет перетекания жидкости

$$dm_1 = dm_2,$$

$$\rho_1 v_1 d\omega_1 dt = \rho_2 v_2 d\omega_2 dt. \qquad (1.87)$$

Так как жидкость несжимаема ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$), то из (1.87) следует

$$v_1 d\omega_1 = v_2 d\omega_2. \qquad (1.88)$$

Так как сечения *I–I* и *II–II* выбраны произвольно, то для любого сечения элементарной струйки

$$dQ = v d\omega = \text{const}. \qquad (1.89)$$

Полученное уравнение (1.89) называется уравнением неразрывности для элементарной струйки. Оно показывает, что произведение площади живого сечения элементарной струйки на скорость в этом же сечении есть величина постоянная, т. е. через любое сечение струйки за единицу времени проходит одинаковый объем жидкости.

Из уравнения (1.88) можно получить

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{d\omega_2}{d\omega_1}. \qquad (1.90)$$

Следовательно, при установившемся движении жидкости скорости обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений элементарной струйки.

Так как поток жидкости состоит из бесконечно большого числа элементарных струек с расходом dQ, то общий расход представится суммой расходов элементарных струек

$$Q = \int_{\omega} dQ = \int_{\omega} V d\omega = V\omega = \text{const}. \qquad (1.91)$$

Это уравнение называют уравнением постоянства расхода. Оно, как и уравнение (1.89), показывает, что при установившемся движении несжимаемой жидкости расход ее в любом сечении потока постоянен.

Следовательно, для двух произвольно выбранных сечений

$$Q_1 = Q_2,$$

или

$$V_1\omega_1 = V_2\omega_2. \qquad (1.92)$$

Уравнение (1.92) можно записать в виде

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \qquad (1.93)$$

Отсюда следует, что при установившемся движении жидкости средние скорости потока обратно пропорциональны площади соответствующих сечений.

Полученное уравнение (1.92) называется уравнением неразрывности для потока жидкости.

1.3.3. Уравнение энергии

Уравнение энергии для струйки идеальной жидкости (уравнение Д. Бернулли). Закон сохранения энергии применительно к движению жидкостей и газов записывается в виде уравнения энергии. Получим это уравнение вначале для струйки невязкой жидкости, а затем распространим его на поток вязкой жидкости.

В гидростатике были выведены дифференциальные уравнения равновесия жидкости. Формально сведем задачу динамики к задаче статики, используя принцип Даламбера. Суть этого принципа заключается в том, что движущаяся частица будет находиться в равновесии, если к реально действующим силам прибавить инерционные силы. Тогда уравнения движения невязкой жидкости (уравнения Л. Эйлера, 1755 г.) будут иметь вид

$$\begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} &= X - \left(\frac{1}{\rho}\right)\frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{dv_y}{dt} &= Y - \left(\frac{1}{\rho}\right)\frac{\partial p}{\partial y}; \\ \frac{dv_z}{dt} &= Z - \left(\frac{1}{\rho}\right)\frac{\partial p}{\partial z}. \end{aligned} \qquad (1.94)$$

Вывод уравнения энергии сделаем путем интегрирования дифференциальных уравнений движения (1.94) при следующих допущениях:

– движение установившееся;

– из массовых сил на частицы действует только сила тяжести;

– жидкость невязкая (это условие уже учтено в уравнениях (1.94).

Оси прямоугольной системы координат выберем так, чтобы ось *Oz* была направлена вверх, а оси *Ox*, *Oy* – горизонтально. Тогда согласно второму допущению проекции массовых сил будут равны $X = Y = O$, $Z = -g$, и система (1.94) перепишется в следующем виде:

Справочник по гидравлике

$$\frac{dv_x}{dt} = -\left(\frac{1}{\rho}\right)\frac{\partial p}{\partial x};$$

$$\frac{dv_y}{dt} = -\left(\frac{1}{\rho}\right)\frac{\partial p}{\partial y}; \qquad (1.95)$$

$$\frac{dv_z}{dt} = -g - \left(\frac{1}{\rho}\right)\frac{\partial p}{\partial z}.$$

Поскольку движение установившееся, то линии тока и траектории совпадают, и перемещения частиц можно представить в виде:

$$dx = v_x dt,\ dy = v_y dt,\ dz = v_z dt. \qquad (1.96)$$

Умножив правую часть каждого уравнения системы (1.95) на перемещения (1.96), а левую на произведение проекции скорости на время, получим:

$$v_x dt\frac{dv_x}{dt} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx,$$

$$v_y dt\frac{dv_y}{dt} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}dy,$$

$$v_z dt\frac{dv_z}{dt} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}dz.$$

Складывая левые и правые части этих равенств, будем иметь:

$$v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z = -gdz - \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial p}{\partial x}dx + \frac{\partial p}{\partial y}dy + \frac{\partial p}{\partial z}dz\right). \qquad (1.97)$$

Так как полная скорость v через ее составляющие может быть представлена в виде $v^2 = v_x^2 + v_y^2 + v_z^2$, то, продифференцировав выражение

$$d(v^2) = 2\,(v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z),$$

замечаем, что левую часть (1.97) можно записать так:

$$v_x dv_x + v_y dv_y + v_z dv_z = \frac{1}{2}\,dv^2 = d\left(\frac{v^2}{2}\right). \qquad (1.98)$$

При установившемся движении множитель в скобках второго слагаемого является полным дифференциалом давления:

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x}\,dx + \frac{\partial p}{\partial y}\,dy + \frac{\partial p}{\partial z}\,dz. \qquad (1.99)$$

С учетом (1.98) и (1.99) выражение (1.97) можно записать так:

$$d\,\frac{v^2}{2} + \frac{dp}{\rho} + gdz = 0. \qquad (1.100)$$

Последнее выражение получено с учетом условия (1.96), следовательно, его можно проинтегрировать вдоль линии тока и получить для несжимаемой жидкости (ρ = const) выражение

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + gz = c_1. \qquad (1.101)$$

Разделив слагаемые этого выражения на ускорение силы тяжести g и, имея в виду, что $\rho g = \gamma$, получим:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = c. \qquad (1.102)$$

Это выражение и есть уравнение энергии для струйки невязкой несжимаемой жидкости. Оно было впервые получено в 1738 г. Д. Бернулли и поэтому его часто называют уравнением Бернулли. Если сравнить это уравнение с основным уравнением гидростатики(1.71), то легко обнаружить, что они разнятся одним слагаемым $\frac{v^2}{2g}$, которое по смыслу уравнений (1.71) и (1.102) является удельной кинетической энергией, т. е. кинетической энергией единицы веса жидкости. В этом легко убедиться, если кинетическую энергию массы жидкости $m\left(\frac{mv^2}{2}\right)$ разделить на ее вес mg:

$$e_{\text{кин}} = \frac{mv^2}{2mg} = \frac{v^2}{2g}.$$

Таким образом, уравнение энергии (1.102) показывает, что в установившемся потоке жидкости вдоль линий тока или вдоль струек сумма удельной потенциальной энергии положения, удельной потенциальной энергии давления и удельной кинетической энергии есть величина постоянная. Напомним, что слагаемые z и $\frac{p}{\gamma}$ имеют и другие названия: z – геометрическая высота (напор); $\frac{p}{\gamma}$ – пьезометрическая высота (напор); удельная кинетическая энергия $\frac{v^2}{2g}$ также имеет аналогичные названия – скоростная высота (напор). Сумма (1.102) обозначается буквой H и называется полной удельной энергией, или полным напором:

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}. \qquad (1.103)$$

Для двух сечений элементарной струйки уравнение энергии записывается следующим образом:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}. \qquad (1.104)$$

или сокращенно

$$H_1 = H_2, \qquad (1.105)$$

где H_1 – напор (полная удельная энергия) в сечении *I–I*;

H_2 – напор (полная удельная энергия) в сечении *II–II*.

Если величины $\frac{p}{\gamma}$ в виде отрезков, имеющих высоту z над плоскостью сравнения (рис. 1.30), отложить вверх от центров тяжести сечений элементарной струйки, а верхние концы отрезков соединить плавной линией, то эта линия будет характеризовать запас удельной потенциальной энергии струйки $z + \frac{p}{\gamma}$. Она называется **пьезометрической линией**. Если далее от пьезометрической линии вверх отложить в виде отрезков величины $\frac{v^2}{2g}$ и концы отрезков соединить линией, то получится напорная линия. Так как

Справочник по гидравлике

$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{g} = C$, то полученная в результате построения напорная линия является горизонтальной. Так можно пояснить геометрический смысл слагаемых уравнения Д. Бернулли.

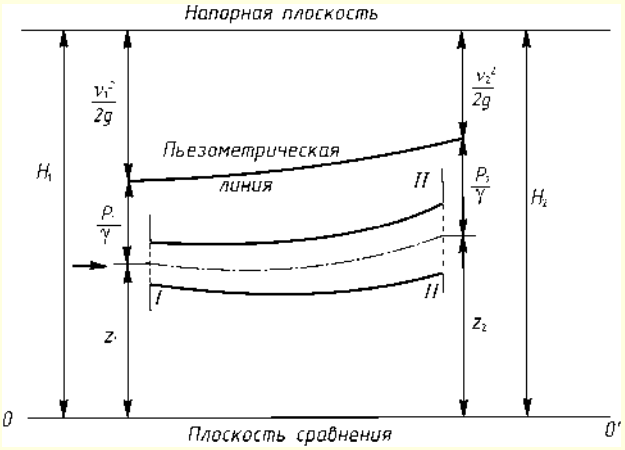


Рис. 1.30. Графическое изображение слагаемых уравнения Бернулли для струйки невязкой жидкости

Уравнение энергии для потока вязкой жидкости

При выводе уравнения энергии для потока вязкой жидкости (рис. 1.31), исходя из уравнения энергии для струйки невязкой жидкости (1.102), необходимо учесть следующее:

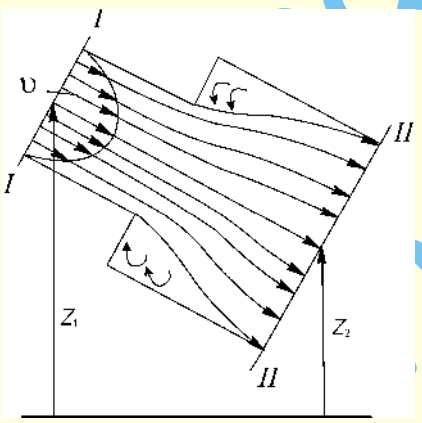


Рис. 1.31. Поток вязкой жидкости

1. При движении реальной жидкости проявляется вязкость в виде сил трения и вихрей, на преодоление и поддержание которых затрачивается энергия, т. е. теряется напор, и равенство (1.105) уже не будет выполняться.

2. Скорость потока по сечению будет переменной (рис. 1.31): на стенке $v = 0$, а на оси трубы $v = v_{max}$.

Действие вязкости учитывается так: мощность, затрачиваемая на преодоление вязких сил $N_{вяз}$, делится на весовой расход γQ и получается величина с линейной размерностью

$$h_w = \frac{N_{вяз}}{\gamma Q},$$

которая называется **потерей напора**. Эта потеря добавляется в правую часть уравнения энергии (1.104). Неравномерность скорости по сечению потока учтем тем, что удельную кинетическую энергию будем вычислять по средней скорости, которая определяется по выражению (1.) и для каждого сечения является величиной постоянной. Получившаяся при этом разница между кинетическими энергиями, вычисленными по средней скорости V и по истинной скорости v, учитывается **коэффициентом кинетической энергии** α (1.91).

Таким образом, удельная кинетическая энергия потока вязкой жидкости

$$e_{кин} = \frac{\alpha V^2}{2g}.$$

Если сечения (1–1, 2–2) выбрать в местах, где поток становится плавноизменяющимся (рис. 1.31), тогда во всех точках этих сечений

$$z + \frac{p}{\gamma} = C,$$

и полная удельная энергия в сечениях потока вязкой жидкости может быть записана в виде

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha V^2}{2g}. \quad (1.106)$$

По сравнению с выражением для струйки (1.103) здесь добавился один множитель α, а местная скорость v заменена средней скоростью V. Величина H, как и для струйки, имеет и другое название: полный напор.

Выражение (1.106) позволяет записать уравнение энергии для потока вязкой жидкости. Перечислим условия, при которых справедливы полученные выше соотношения:

– движение установившееся;
– жидкость несжимаема;
– внешний подвод и отвод энергии между сечениями отсутствуют;
– сечения выбираем плавноизменяющиеся.

Согласно закону сохранения энергии для сечений *I–I*, *II–II* (рис. 1.31), запишем:

$$H_1 = H_2 + h_{w1\text{-}2}, \quad (1.107)$$

где H_1, H_2 – полный напор в сечениях *I–I* и *II–II*, а h_{w1-2} – потеря напора между этими сечениями. С учетом (1.106) уравнение энергии для потока вязкой жидкости в развернутом виде можно записать так:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{w1-2}. \quad (1.108)$$

Физический и геометрический смысл слагаемых уравнения энергии (1.108) остается таким же, как и для струйки (рис. 1.32). Для реальных потоков коэффициент α меняется в пределах $\alpha = 2 \div 1$.

В гидравлике различают гидравлический i и пьезометрический I уклоны.

Пусть имеется поток жидкости, показанный на рис. 1.32. Напорная линия по длине всегда опускается, так как часть энергии затрачивается на трение.

Гидравлическим уклоном i называется падение напорной линии на единицу длины. Средний гидравлический уклон для данного потока на участке *I–I* и *II–II* будет

$$i = \frac{h_{w1-2}}{l_{1-2}} = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}\right)}{l_{1-2}}, \quad (1.109)$$

Справочник по гидравлике

где l_{1-2} – длина участка, для которого определяется гидравлический уклон.

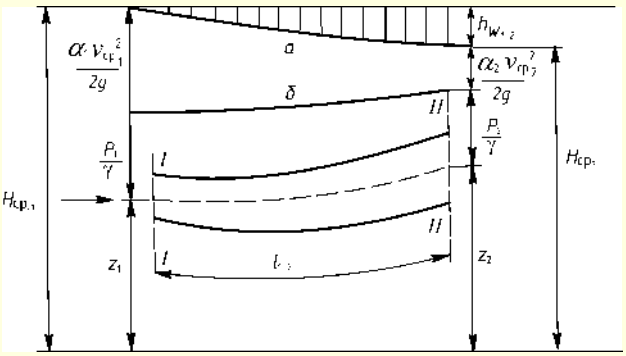


Рис. 1.32. Графическое изображение слагаемых уравнения Д. Бернулли для потока вязкой жидкости (*а* – напорная линия; *б* – пьезометрическая линия)

Падение пьезометрической линии на единицу длины потока называется пьезометрическим уклоном. Средний пьезометрический уклон на участке *I–I* и *II–II* будет

$$I = \frac{\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l_{1-2}}. \qquad (1.110)$$

При равномерном движении жидкости гидравлический и пьезометрический уклоны равны между собой, так как при равномерном движении живое сечение и средняя скорость потока постоянны ($V_1 = V_2$).

Изменение геометрических напоров на единице длины называется геометрическим уклоном.

При безнапорном движении жидкости (в руслах, каналах канализационных труб) пьезометрический и геометрический уклоны равны.

Пьезометрический и геометрический уклоны могут быть как положительными, так и отрицательными (рис. 1.32).

Уравнение энергии для потока несжимаемого газа

При малых скоростях для газов, как и для жидкостей, изменением плотности можно пренебречь, тогда уравнения (1.107) и (1.108) будут справедливы и для газового потока. Однако для газов эти уравнения можно упростить. Так, умножив левую и правую части уравнения (1.108) на γ с учетом того, что слагаемое γz для газов мало ($\gamma z \ll p$), получим

$$p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta p_{w1\text{-}2}, \qquad (1.111)$$

где $\Delta p_{w1-2} = \gamma\, h_{w1-2}$ – потеря давления между сечениями 1 и 2.

Без учета потерь уравнение (1.111) принимает вид:

$$p + \frac{\rho V^2}{2} = C. \qquad (1.112)$$

В (1.112) скоростной напор $\frac{\rho V^2}{2}$ имеет размерность давления.

Уравнение энергии для потока сжимаемого газа. Газодинамические функции.

При больших скоростях движения газового потока начинает проявляться сжимаемость газов, при этом использование модели несжимаемого газа и уравнения энергии для несжимаемой среды приводит с существенным погрешностям в определении газодинамических параметров в различных сечениях потока.

Как будет показано, в качестве основного параметра подобия по сжимаемости газовых потоков является число Маха M:

$$\mathrm{M} = \frac{V}{a}, \qquad (1.113)$$

где [см. (1.31)] для воздуха $a \approx 20{,}1\sqrt{T}$.

Параметром подобия по сжимаемости газовых потоков также является относительная (приведенная) скорость λ.

$$\lambda = \frac{V}{a_{\text{кр}}}, \qquad (1.114)$$

где $a_{\text{кр}}$ – скорость течения, равная местной скорости звука, называемая критической скоростью.

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0}, \qquad (1.115)$$

где p_0 – давление изоэнтропийно заторможенного потока газа (полное давление); ρ_0 – плотность изоэнтропийно заторможенного потока газа; T_0 – температура изоэнтропийно заторможенного потока газа (температура торможения).

Если проинтегрировать уравнение (1.100) с использованием первого закона термодинамики для адиабатических течений газа, можно получить уравнение энергии для потока газа, являющееся выражением закона сохранения энергии для струйки газа:

$$\frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho} = \text{const}. \qquad (1.116)$$

Константу в уравнении (1.116) можно записать для случая, когда скорость потока газа равна скорости звука (критическая скорость), а также для случая, когда газ изоэнтропийно затормозили до нулевой скорости

$$\frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho} = \frac{k+1}{2(k-1)} a_{\text{кр}}^2 = \frac{k}{k-1} RT_0. \qquad (1.117)$$

Тогда из (1.116) с учетом (1.117) и (1.114) можно получить следующее выражение для относительной температуры в зависимости от относительной скорости:

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T_0} = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2, \qquad (1.118)$$

или в зависимости от числа Маха газового потока:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2}\mathrm{M}^2. \qquad (1.119)$$

Выражения (1.118) и (1.119) показывают зависимость относительной температуры от параметров M и λ.

Справочник по гидравлике

Из (1.118) и (1.119) следует, что между числами M и λ существует следующая связь:

$$M^2 = \frac{2}{k+1} \cdot \frac{\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2},$$

или

$$\lambda^2 = \frac{k+1}{2} \cdot \frac{M^2}{1 + \frac{k-1}{2}M^2}.$$

На основании (1.118) и с учетом того, что процесс торможения газа является изоэнтропийным (1.30), для соотношения плотностей получим:

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \qquad (1.120)$$

а для соотношения давлений:

$$\pi(\lambda) = \frac{p}{p_0} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (1.121)$$

Соотношения (1.118), (1.120) и (1.121) называются газодинамическими функциями. Значения газодинамических функций $\tau(\lambda)$, $\varepsilon(\lambda)$ и $\pi(\lambda)$ в зависимости от $\lambda \in (0 \div 1)$ представлены в таблице 1.31.

Там же приведены функции, характеризующие поток массы:

$$q(\lambda) = \frac{\rho V}{\rho_{кр} a_{кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

(эта функция называется приведенной плотностью потока массы) и

$$y(\lambda) = \frac{\varpi_{кр} p_0}{\varpi p} = \frac{q(\lambda)}{\pi(\lambda)} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{\lambda}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2}.$$

Величина, обратная $y(\lambda)$, характеризует изменение секундного импульса в сечении изоэнтропийного потока в зависимости от скорости.

Таблица 1.31

Газодинамические функции для дозвукового потока

λ	τ	π	ε	q	y	M
0,01	0,99998	0,99994	0,99996	0,01577	0,01577	0,00913
0,02	0,99993	0,99977	0,99983	0,03154	0,03155	0,01836
0,03	0,99985	0,99948	0,99963	0,04731	0,04733	0,02739
0,04	0,99973	0,99907	0,99933	0,06306	0,06311	0,03652
0,05	0,99958	0,99854	0,99896	0,07879	0,07890	0,04565
0,06	0,99940	0,99790	0,99850	0,09450	0,09470	0,05479
0,07	0,99918	0,99714	0,99796	0,11020	0,11051	0,06393
0,08	0,99893	0,99627	0,99734	0,12586	0,12633	0,07307
0,09	0,99865	0,99528	0,99663	0,14149	0,14216	0,08221
0,10	0,99833	0,99418	0,99584	0,15709	0,15801	0,09136
0,11	0,99798	0,99296	0,99497	0,17265	0,17387	0,10052
0,12	0,99760	0,99163	0,99401	0,18816	0,18975	0,10968
0,13	0,99718	0,99018	0,99297	0,20363	0,20565	0,11884
0,14	0,99673	0,98861	0,99185	0,21904	0,22157	0,12801
0,15	0,99625	0,98694	0,99065	0,23440	0,23751	0,13719
0,16	0,99573	0,98515	0,98937	0,24971	0,25347	0,14637
0,17	0,99518	0,98324	0,98300	0,26495	0,26946	0,15556
0,18	0,99460	0,98123	0,98655	0,28012	0,28548	0,16476
0,19	0,99398	0,97910	0,98503	0,29523	0,30153	0,17397
0,20	0,99333	0,97686	0,98342	0,31026	0,31761	0,18319
0,21	0,99265	0,97451	0,98173	0,32521	0,33372	0,19241
0,22	0,99193	0,97205	0,97996	0,34008	0,34986	0,20165
0,23	0,99118	0,96948	0,97810	0,35487	0,36604	0,21089
0,24	0,99040	0,99680	0,97617	0,36957	0,38226	0,22015
0,25	0,98958	0,96401	0,97416	0,38417	0,39851	0,22942
0,26	0,98873	0,96112	0,97207	0,39868	0,41481	0,23869
0,27	0,98785	0,95812	0,96990	0,41309	0,43115	0,24799
0,28	0,98693	0,95501	0,96765	0,42740	0,44753	0,25729

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.31

λ	τ	π	ε	*q*	*y*	M
0,29	0,98598	0,95180	0,96533	0,44160	0,46396	0,26661
0,30	0,98500	0,94848	0,96292	0,45569	0,48044	0,27594
0,31	0,98398	0,94506	0,96044	0,46966	0,49697	0,28528
0,32	0,98293	0,94153	0,95788	0,48352	0,51355	0,29464
0,33	0,98185	0,93790	0,95524	0,49726	0,53018	0,30402
0,34	0,98073	0,93418	0,95253	0,51087	0,54687	0,31341
0,35	0,97958	0,93035	0,94974	0,52435	0,56361	0,32282
0,36	0,97840	0,92642	0,94687	0,53771	0,58042	0,33224
0,37	0,97718	0,92239	0,94393	0,55093	0,59728	0,34168
0,38	0,97593	0,91827	0,94091	0,56401	0,61421	0,35114
0,39	0,97465	0,91405	0,93782	0,57695	0,63120	0,36062
0,40	0,97333	0,90974	0,93466	0,58975	0,64826	0,37012
0,41	0,97198	0,90533	0,93142	0,60240	0,66539	0,37963
0,42	0,97060	0,90083	0,92811	0,61490	0,68259	0,39917
0,43	0,96918	0,89623	0,92473	0,62724	0,69987	0,39873
0,44	0,96773	0,89155	0,92127	0,63943	0,71722	0,40830
0,45	0,96625	0,88677	0,91775	0,65146	0,73464	0,41790
0,46	0,96473	0,88191	0,91415	0,66333	0,75215	0,42753
0,47	0,96318	0,87696	0,91048	0,67503	0,76974	0,43717
0,48	0,96160	0,87193	0,90675	0,68656	0,78741	0,44684
0,49	0,95998	0,86681	0,90294	0,69792	0,80517	0,45653
0,50	0,95833	0,86160	0,89907	0,70911	0,82301	0,46625
0,51	0,95665	0,85632	0,89512	0,72012	0,84095	0,47600
0,52	0,95493	0,85095	0,89111	0,73095	0,85898	0,48576
0,53	0,95318	0,84551	0,88704	0,74160	0,87711	0,49556
0,54	0,95140	0,83998	0,88289	0,75206	0,89533	0,50538
0,55	0,94958	0,83438	0,87868	0,76234	0,91366	0,51524
0,56	0,94773	0,82871	0,87441	0,77243	0,93208	0,52511
0,57	0,94583	0,82296	0,87007	0,78232	0,95062	0,53502
0,58	0,94393	0,81714	0,86567	0,79202	0,96926	0,54496
0,59	0,94198	0,81124	0,86121	0,80152	0,98801	0,55493
0,60	0,94000	0,80528	0,85668	0,81082	1,00688	0,56493
0,61	0,93798	0,79925	0,85209	0,81992	1,02586	0,57497
0,62	0,93593	0,79315	0,84745	0,82881	1,04496	0,58503
0,63	0,93385	0,78699	0,84274	0,83750	1,06418	0,59513
0,64	0,93173	0,78077	0,83797	0,84598	1,08353	0,60526
0,65	0,92958	0,77448	0,83315	0,85425	1,10301	0,61543
0,66	0,92740	0,76813	0,82826	0,86231	1,12261	0,62563
0,67	0,92518	0,76172	0,82332	0,87016	1,14235	0,63537
0,68	0,92293	0,75526	0,81833	0,87778	1,16223	0,64615
0,69	0,92065	0,74874	0,81327	0,88519	1,18225	0,65646
0,70	0,91833	0,74217	0,80817	0,89238	1,20241	0,66682
0,71	0,91598	0,73554	0,80301	0,89935	1,22271	0,67721
0,72	0,91360	0,72886	0,79779	0,90610	1,24317	0,68764
0,73	0,91118	0,72214	0,79253	0,91262	1,26378	0,69812
0,74	0,90?73	0,71536	0,78721	0,91892	1,28454	0,70864
0,75	0,90625	0,70855	0,78184	0,92498	1,30547	0,71919

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.31

λ	τ	π	ε	*q*	*y*	M
0,76	0,90373	0,70168	0,77643	0,93082	1,32656	0,72980
0,77	0,90118	0,69478	0,77096	0,93643	1,34782	0,74045
0,78	0,89860	0,68783	0,76545	0,94181	1,36925	0,75114
0,79	0,89598	0,68085	0,75989	0,94696	1,39085	0,76188
0,80	0,89333	0,67383	0,75428	0,95187	1,41263	0,77267
0,81	0,89065	0,66677	0,74863	0,95655	1,43460	0,78350
0,82	0,88793	0,65968	0,74294	0,96099	1,45676	0,79439
0,83	0,88518	0,65255	0,73720	0,96519	1,47910	0,80532
0,84	0,88240	0,64540	0,73141	0,96916	1,50164	0,81631
0,85	0,87958	0,63822	0,72559	0,97289	1,52439	0,82735
0,86	0,87673	0,63101	0,71973	0,97638	1,54733	0,83844
0,87	0,87385	0,62378	0,71383	0,97964	1,57049	0,84959
0,88	0,87093	0,61652	0,70788	0,98265	1,59386	0,86079
0,89	0,86798	0,60924	0,70191	0,98542	1,61745	0,87205
0,90	0,86500	0,60194	0,69589	0,98795	1,64127	0,88337
0,91	0,86198	0,59463	0,68984	0,99024	1,66531	0,89475
0,92	0,85893	0,58730	0,68375	0,99229	1,68959	0,90619
0,93	0,85585	0,57995	0,67763	0,99410	1,71411	0,91768
0,94	0,85273	0,57259	0,67148	0,99567	1,73887	0,92925
0,95	0,84958	0,56522	0,66530	0,99699	1,76389	0,94087
0,96	0,84640	0,55785	0,65908	0,99808	1,78916	0,95256
0,97	0,84318	0,55046	0,65284	0,99892	1,81469	0,96432
0,98	0,83993	0,54307	0,64656	0,99952	1,84049	0,97614
0,99	0,83665	0,53568	0,64026	0,99988	1,86657	0,98804
1,00	0,83333	0,52828	0,63394	1,00000	1,89293	1,00000

1.4. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ГАЗОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДОБИЯ

Для изучения газогидродинамических явлений, протекающих в агрегатах различных технических систем, широко используются теоретический и экспериментальный методы. Теоретический метод изучения не всегда в состоянии охватить всего многообразия условий физического процесса и, кроме того, часто приводит к неразрешимым математическим уравнениям. Поэтому при изучении газогидродинамических явлений большую роль играют экспериментальные методы, причем весьма часто эксперимент ведется над моделью, исполненной в меньшем масштабе, чем натурный объект, а иногда и в иных условиях, чем те, которые сопровождают действительный процесс (в иной среде или с другими скоростями). При этом в исследованиях устанавливаются функциональные зависимости между различными физическими величинами, оказывающими влияние на исследуемый процесс. Например, при движении жидкости в трубопроводах определяется зависимость потерь напора от диаметра трубы d и ее длины l, плотности ρ и вязкости μ жидкости, степени шероховатости трубы Δ, скорости V и степени турбулентности ε потока и т. д.

$$h_w = f_1 (V, \varepsilon, \rho, \mu, d, l, \Delta\ldots). \qquad (1.122)$$

При движении твердых тел в жидкой или газообразной среде (или обтекании этих тел жидкой или газообразной средой) отыскивается зависимость сил взаимодействия жидкостей и твердых тел (силы сопротивления) от тех же параметров:

$$R = f_2 (V, \varepsilon, \rho, \mu, S, \Delta\ldots). \qquad (1.123)$$

В этом соотношении S – характерная площадь тела; Δ – шероховатость поверхности тела. Вполне естественно, что возникает вопрос: как будет протекать изучаемое на модели явление в натурных условиях и каким образом полученные в опытах зависимости (1.122 – 1.123) можно обобщить на целую группу однородных явлений, протекающих в других масштабах?

Ответ на этот вопрос дает теория подобия, являющаяся теоретическим фундаментом эксперимента. Прежде чем приступить к описанию основных положений этой теории, представим зависимости (1.122–1.123) в более конкретной форме, получившей название общих формул для газогидродинамической силы и потерь напора.

1.4.1. Общие формулы для газогидродинамической силы и потерь напора

Общая формула для газогидродинамической силы

Запишем (1.123) в виде

$$R = c\rho^x V^y \Omega^z.$$

Справочник по гидравлике

Это равенство в явном виде отражает влияние основных параметров – плотности и скорости жидкости и размеров тела, представленных характерной площадью Ω, а влияние остальных параметров, отмеченных в (1.123), учитывается безразмерным коэффициентом c. Сравнивая размерности левой и правой частей

$$[\text{кг} \cdot \text{м/с}^2] = [\text{кг/м}^3]^x [\text{м/с}]^y [\text{м}^2]^z,$$

получим $x = 1$, $y = 2$, $z = 1$. С учетом этого можно записать следующее выражение для газогидродинамической силы:

$$R = c_R \frac{\rho V^2}{2} \Omega, \qquad (1.124)$$

где $c_R = 2c$ и называется коэффициентом газогидродинамической силы.

Общая формула для потерь напора по длине

Запишем уравнение равномерного движения жидкости в трубе круглого сечения постоянного по всей длине диаметра d

$$\frac{\tau}{\gamma} = R_г i = \frac{R_г h_l}{l}.$$

Напряжение трения τ есть сила трения, действующая на единицу площади, поэтому его можно записать в соответствии с (1.124) как

$$\tau = c_f \left(\frac{\rho V^2}{2} \right), \qquad (1.125)$$

где коэффициент газогидродинамической силы $c_R \equiv c_f$ называется коэффициентом трения. Тогда из уравнения равномерного движения жидкости с учетом того, что $R_г = \frac{d}{4}$, а $\gamma = \rho g$, следует

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}. \qquad (1.126)$$

Формула (1.126) является общей формулой для определения потерь напора по длине. Здесь безразмерная величина $\lambda = 4c_f$ называется коэффициентом потерь напора по длине. Она учитывает влияние всех параметров зависимости (1.122), не вошедших в явном виде в формулу (1.126).

Общая формула для определения местных потерь напора

Общую формулу для определения потерь напора на местных сопротивлениях можно получить из (1.126), если принять во внимание следующие соображения. У большинства местных сопротивлений их длина l и поперечные размеры d соизмеримы, поэтому, приняв приближенно отношение $\frac{l}{d}$ равным 1, выражение для местных потерь напора можно записать в виде

$$h_м = \zeta \frac{V^2}{2g}, \qquad (1.127)$$

где ζ – коэффициент местных потерь напора. Этот коэффициент не равен λ в формуле (1.126), т. к. при выводе (1.126) рассматривалось равномерное движение жидкости в трубе постоянного сечения, где потери определялись лишь трением. При прохождении жидкости через местные сопротивления на величину потерь напора, помимо трения, влияют также деформация потока и вихреобразование.

1.4.2. Понятие о подобии газогидродинамических явлений

Из формул (1.124 – 1.127) следует, что задача определения газогидродинамических сил и потерь напора сводится к отысканию безразмерных коэффициентов c_R, c_f, λ, ζ.

Задача определения этих коэффициентов не всегда может быть решена теоретическим путем, тогда на помощь приходит эксперимент в аэрогидродинамических лабораториях на специальных установках, в ходе которого замеряются силы, действующие на модели, или потери напора в моделях гидравлических систем и устройств. Понятно, что эти силы и потери напора даже приближенно нельзя считать равными силам и потерям напора, имеющим место в натурных условиях, и тогда встает вопрос: каким образом от модельных условий можно перейти к реальным, натурным? Ответ на этот вопрос дает теория подобия.

По Л. И. Седову [546] два физических явления одной природы называются подобными, если от величин, характеризующих одно явление, можно перейти к одноименным величинам, характеризующим другое явление, простым пересчетом, эквивалентным изменению единиц измерения (изменению масштаба).

В этом определении уже заключен ответ на поставленный вопрос, а именно: если мы обеспечим подобие явлений в полученном эксперименте и натуре, то определение реальных сил и потерь напора в натурных условиях по полученным в эксперименте не составит особого труда.

Газогидродинамические явления, связанные с взаимодействием движущихся жидкостей или газов с твердыми телами или границами газогидродинамических трактов, характеризуются, во-первых, геометрией тел или трактов, во-вторых, распределением в пространстве скоростей и ускорений всех частиц жидкости или газа и, в-третьих, силовым взаимодействием между жидкостями и соприкасающейся твердой поверхностью. Отсюда становится очевидным, что для выполнения подобия этих явлений необходимо, чтобы модели были геометрически подобны натурным объектам и имели место кинематическое и динамическое подобия этих явлений.

Геометрическое подобие. Модель будет геометрически подобна натурному объекту, если отношение любых сходственных линейных размеров модели l^m и натуры l^n будет одинаковым (рис. 1.33), т. е.

$$\frac{d_1^m}{d_1^n} = \frac{d_2^m}{d_2^n} = \frac{l_1^m}{l_1^n} = \frac{l_2^m}{l_2^n} = \frac{(AB)^m}{(AB)^n} = \frac{l^m}{l^n} = k_l. \qquad (1.128)$$

Величина k_l называется масштабом геометрического подобия. Заметим, что геометрическое подобие явлений предполагает наличие геометрического подобия линий тока.

Кинематическое подобие. Явления в опыте и натуре называются кинематически подобными, если при наличии геометрического подобия картин течения жидкости или газа будет одинаковым отношение промежутков времени, за которые жидкости в опыте и натуре проходят любые сходст-

Справочник по гидравлике

венные отрезки пути (например, $(AB)^m$ и $(AB)^n$ на рис. 1.33), т. е.

$$\frac{t_{AB}^m}{t_{AB}^n} = \frac{t^m}{t^n} = k_t. \qquad (1.129)$$

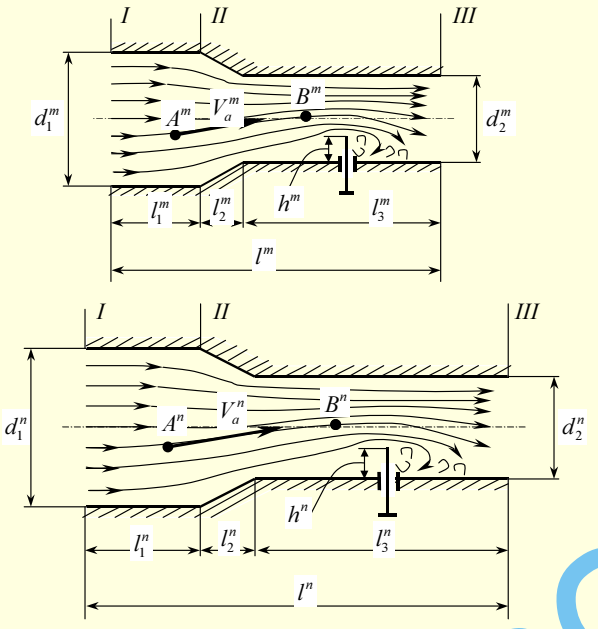


Рис. 1.33. Подобные потоки

Из определения кинематического подобия явлений следует, что в любых сходственных точках в опыте и натуре отношение величин скоростей одинаково.

Действительно, если представить времена, за которые частицы проходят $(AB)^m$ и $(AB)^n$, как

$$t_{AB}^m = \frac{(AB)^m}{v_A^m} \text{ и } t_{AB}^n = \frac{(AB)^n}{v_A^n}$$

и подставить их в (1.129), то получим

$$\frac{(AB)^m v_A^n}{v_A^m (AB)^n} = k_t.$$

Так как согласно (1.128) $\frac{(AB)^m}{(AB)^n} = k_l$, а $\frac{v_A^m}{v_A^n} = k_v$, то получим

$$\frac{v_A^m}{v_A^n} = k_V = \frac{k_l}{k_t}. \qquad (1.130)$$

К аналогичному выводу можно прийти, рассматривая ускорения ***a*** в сходственных точках

$$\frac{a_{AB}^m}{a_{AB}^n} = k_a = \frac{k_V^2}{k_l} = \text{const}. \qquad (1.131)$$

Динамическое подобие. Явления в опыте и натуре называются подобными, если силы одной природы (силы тяжести G, трения T, давления p и т. п.), действующие на любые частицы жидкости, находящиеся в сходственных точках, или сходственные точки поверхности обтекаемых твердых тел, а также равнодействующие этих сил R пропорциональны друг другу, т. е. их отношение одинаково. Например, отношение сил, действующих на частицы жидкости, находящиеся в точке A^m и A^n (рис. 1.33)

$$\frac{G_A^m}{G_A^n} = \frac{T_A^m}{T_A^n} = \frac{P_A^m}{P_A^n} = \frac{R_A^m}{R_A^n} = k_R, \qquad (1.132)$$

будет (как и во всех остальных сходственных точках потока) одинаковым. Величины k_R, k_l, k_v, k_t, k_a, входящие в выражения (1.128 – 1.132), называются масштабами подобия. Следует заметить, что при выполнении геометрического подобия картин линий тока вектора скоростей и ускорений в сходственных точках должны быть (согласно определению линий тока) коллинеарными. Следовательно, коллинеарными должны быть и вектора сил.

Выполнение геометрического, кинематического и динамического подобий обеспечивает подобие явлений в целом, как это подразумевается в определении подобных явлений, приведенном в начале параграфа.

1.4.3. Параметры и критерии подобия

При выполнении геометрического и кинематического подобий выражение (1.132) представляет собой условия подобия двух газогидродинамических явлений в целом. Рассмотрим, что представляют собой некоторые из полученных условий. В общем случае (1.132) можно записать как

$$\frac{R^m}{R^n} = \frac{M^m a^m}{M^n a^n} = k_R, \qquad (1.133)$$

где M^m, M^n, a^m, a^n – массы частиц и их ускорения в сходственных точках опыта и натуры (например, точках A^m и A^n на рис. 1.33). Заметим, что с учетом $M = \rho W$ из (1.133) следует, что отношение плотностей в сходственных точках опыта и натуры должно быть одинаковым (W – объем частицы). Из (1.131) следует, что

$$\frac{a^m}{a^n} = \frac{v^{m2} l^n}{v^{n2} l^m}.$$

С учетом последнего из (1.133) следует:

$$\frac{R^m l^m}{M^m v^{m2}} = \frac{R^n l^n}{M^n v^{n2}}, \qquad (1.134)$$

т. е. для любых сходственных точек потоков, удовлетворяющих условиям геометрического, кинематического и динамического подобий, величина $\frac{Rl}{Mv^2}$, называемая числом Ньютона и обозначаемая Ne, имеет одно и то же значение, т. е.

$$\text{Ne}_m = \text{Ne}_n. \qquad (1.135)$$

Число Ньютона Ne выражает зависимость между силами, массами, скоростями и характерными линейными размерами в подобных потоках в общем виде. В газогидродинамике, как правило, приходится иметь дело с тремя категориями сил: силами тяжести, трения и давления. В общем случае полного подобия необходимо обеспечить подобие всех трех сил, что не всегда удается из-за несовместимости условий. В то же время на практике в различных явлениях главную роль играет только одна из этих сил. В этих случаях часто оказывается достаточным обеспечить подобие только по этим силам, которые оказывают наиболее существенное влияние в рассматриваемых явлениях.

Из (1.135) можно получить число Фруда (параметр подобия по силам тяжести), числа Эйлера и Маха (подобие по силам давления) и число Рейнольдса (подобие по силам тре-

Справочник по гидравлике

ния), подставляя в (1.134) вместо R соответственно силы тяжести, давления и трения.

Число Фруда. Подставляя в (1.134) силу тяжести $G = mg$, действующую на частицы жидкости в сходственных точках, после соответствующих преобразований получим:

$$\frac{v^{m2}}{g^m l^m} = \frac{v^{n2}}{g^n l^n} = \mathrm{Fr}.$$

Отсюда следует, что для обеспечения подобия явлений по силам тяжести необходимо обеспечить равенство чисел Фруда (Fr) в опыте и натурных условиях.

$$\mathrm{Fr}^m = \mathrm{Fr}^n. \qquad (1.136)$$

Числа Эйлера и Маха. Заменяя в (1.134) R на силы давления $p\Omega$, действующие на сходственные площадки (например, Ω – площадь заслонки в трубе, изображенной на рис. 1.33), и имея в виду, что $\mathrm{M} = \rho W$ и, кроме того, в геометрически подобных системах

$$\frac{\Omega^m l^m}{W^m} = \frac{\Omega^n l^n}{W^n},$$

найдем число Эйлера Eu

$$\frac{p^m}{\rho^m v^{m2}} = \frac{p^n}{\rho^n v^{n2}} = \mathrm{Eu}. \qquad (1.137)$$

Из числа Эйлера для сжимаемого газа можно получить число Маха $\mathrm{M} = \frac{v}{a}$, где a – скорость звука в газе. Помножив и разделив в (1.137) на показатель адиабаты k_m и k_n левую и правую части соответственно, с учетом того, что $a^2 = \frac{kp}{\rho}$, получим

$$k^m \mathrm{M}^{m2} = k^n \mathrm{M}^{n2}.$$

Если в эксперименте используется тот же газ, что и в натурном явлении, то для температур газа $T < 600$ K можно считать $k^m = k^n$ и тогда для обеспечения подобия необходимо обеспечить равенство чисел Маха

$$\mathrm{M}^m = \mathrm{M}^n. \qquad (1.138)$$

Поскольку в выражение для числа Маха входит скорость звука, которая является одним из параметров, характеризующих такое свойство газа как сжимаемость, то число Маха часто называют параметром подобия по сжимаемости.

Если в (1.137) знаменатели разделить на 2, а левую и правую части помножить и разделить на величины сходственных площадей, получим

$$\frac{p^m \Omega^m}{\rho^m \left(v^{m2}/2\right)\cdot\Omega^m} = \frac{p^n \Omega^n}{\rho^n \left(v^{n2}/2\right)\cdot\Omega^n}.$$

Учитывая, что в последнем выражении числитель есть не что иное, как сила давления, действующая, например, на заслонку (если Ω – площадь этой заслонки, см. рис. 1.33), и сравнивая его с (1.124), приходим к выводу, что полученное равенство есть не что иное, как равенство коэффициентов газогидродинамической силы

$$c_R^m = c_R^n. \qquad (1.139)$$

Заменяя в (1.137) p на Δp (перепад давления между сечениями I и II на рис. 1.33, определяющий потери напора по длине), после деления и умножения левой и правой частей на удельные веса γ^m и γ^n, соответственно, получим

$$\frac{\frac{\Delta p^m}{\gamma^m}}{v^{m2}/2g} = \frac{\frac{\Delta p^n}{\gamma^n}}{v^{n2}/2g},$$

что согласно (1.126) с учетом $\frac{l^m}{d^m} = \frac{l^n}{d^n}$ приводит к равенству

$$\lambda^m = \lambda^n. \qquad (1.140)$$

Если проделать те же преобразования для участка *II–III* и считать при этом, что $\frac{l}{d} \approx 1$, то мы придем к равенству коэффициентов местных потерь напора

$$\zeta_m = \zeta_n. \qquad (1.141)$$

Число Рейнольдса. Подставляя в (1.134) вместо R силы трения в опыте и натуре, получим

$$\frac{\mu^m \frac{dv^m}{dn^m}\Omega^m l^m}{\rho^m W^m v^{m2}} = \frac{\mu^n \frac{dv^n}{dn^n}\Omega^n l^n}{\rho^n W^n v^{n2}}.$$

Имея в виду, что в подобных системах $\frac{\Omega^m l^m}{W^m} = \frac{\Omega^n l^n}{W^n}$ и $\frac{dv^m/dn^m}{v^m} \Big/ \frac{dv^n/dn^n}{v^n} = \frac{l^n}{l^m}$, будем иметь равенство чисел Рейнольдса

$$\frac{\rho^m v^m l^m}{\mu^m} = \frac{\rho^n v^n l^n}{\mu^n}, \qquad (1.142)$$

или

$$\mathrm{Re}^m = \mathrm{Re}^n. \qquad (1.143)$$

Число Re можно записать через кинематический коэффициент вязкости $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ в виде

$$\mathrm{Re} = \frac{vl}{\nu}.$$

Выполнение критерия подобия (1.143) играет важную роль в задачах, где определяющими являются силы трения, например, при движении жидкости по трубам. Его физический смысл, как это видно из (1.142), заключается в том, что число Re представляет собой соотношение между инерционными (числитель) и вязкими (знаменатель) свойствами в потоке. Это соотношение, как будет показано в параграфе 1.5, определяет режим движения жидкости, от которого существенным образом зависят потери напора в гидравлических системах. Если в потоке преобладают вязкие свойства (малые числа Re), то режим движения жидкости будет ламинарным (слоистым). В противном случае (большие числа Re) реализуется турбулентный (вихревой) режим движения. Переход от ламинарного к турбулентному режиму происходит при определенном числе Re, которое называется критическим и обозначается $\mathrm{Re}_{кр.}$.

Ниже в таблице 1.32 приводятся значения $\mathrm{Re}_{кр}$ для некоторых каналов и видов гидравлической арматуры.

Справочник по гидравлике

Таблица 1.32

Значения $Re_{кр}$ для некоторых каналов и видов гидравлической арматуры

Форма канала, вид арматуры	$Re_{кр}$
Круглые гладкие трубы	2000 – 2300
Гибкие (резиновые) шланги	1600 – 2000
Краны распределительные	550 – 750
Окна цилиндрических золотников	260
Плоские и конусные клапаны	20 – 100
Щели (кольцевые, гладкие, конические)	1100
Прямоугольные каналы	1800
В трубопроводе при движении нефтяных эмульсий	3200 – 3500
Змеевики $Re_{кр} = Re^0_{кр}\left[1+16,46\left(\frac{D_г}{2R_в}\right)^{0,68}\right]$, где $Re^0_{кр}$ – значение критического числа Re в прямолинейной трубе; $R_в$ – радиус витка змеевика	

Если в (1.134) вместо R подставить силу поверхностного натяжения, то мы получим **число Вебера** $We = \frac{V^2 \rho d}{\sigma}$.

Таким образом, полученные числа Fr, Eu, M, Re, We, C_R, λ, ζ являются параметрами подобия, а равенства этих параметров (1.134 – 1.141, 1.143) называются критериями подобия.

Анализируя параметры подобия, можно заметить, что такие из них, как числа Фруда, Эйлера, Маха, Вебера и Рейнольдса составлены из известных величин, характеризующих изучаемое газогидродинамическое явление и определяющих протекающие в нем физические процессы (скорость, плотность, давление, скорость звука, динамический коэффициент вязкости, ускорение силы тяжести и т. д.).

В другие параметры (коэффициент аэродинамической силы C_R, коэффициенты потерь напора по длине λ и на местных сопротивлениях ζ) входят величины, зависимые от определяющих величин и, как правило, неизвестные заранее.

По этому признаку параметры подобия можно разделить на определяющие и зависимые. Отсюда вполне логическим является следующий вывод: **два газогидродинамических явления будут подобными, если обеспечено равенство определяющих параметров подобия,** т. е. если выполняются критерии подобия (1.136), (1.137), (1.138) и (1.143). Равенство зависимых параметров подобия обеспечивается при этом автоматически.

Последнее условие является необходимым и достаточным, что имеет строгое доказательство, которое здесь не приводится.

Таким образом, если в эксперименте определены зависимости вида:

$$c_R = f_1\,(\mathrm{Fr}, \mathrm{M}, \mathrm{Re}, \ldots),$$

$$\lambda = f_2\,(\mathrm{Fr}, \mathrm{M}, \mathrm{Re}, \ldots),$$

$$\zeta = f_3\,(\mathrm{Fr}, \mathrm{M}, \mathrm{Re}, \ldots),$$

то с их помощью легко определяются эти же величины в натурных условиях.

1.5. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБАМ

Одним из важнейших вопросов, связанных с изучением законов движения вязких жидкостей, является определение потерь напора движущейся жидкостью. Многочисленные экспериментальные и теоретические исследования показали, что на величину этих потерь решающее влияние оказывает режим движения жидкости. Существование различных режимов движения жидкостей впервые было подтверждено в 1883 г. опытами О. Рейнольдса. Эти опыты показали, что существуют два режима движения жидкостей: ламинарное и турбулентное течение, о чем уже говорилось в параграфе 1.4. Ниже рассматриваются особенности этих режимов и способы определения потерь напора в трубопроводах при различных режимах движения жидкости в них.

1.5.1. Режимы движения жидкости в трубах

Выше отмечалось, что при движении жидкостей и газов наблюдаются два режима: ламинарный и турбулентный. При ламинарном (слоистом) движении жидкости в трубопроводе частицы перемещаются в направлении основного потока, не имея скоростей в поперечном направлении. Частицы движутся упорядоченно, хотя и имеют местные вращения, так как скорость в сечении потока вязкой жидкости распределяется неравномерно (рис. 1.34). Ламинарным называется такой режим движения, при котором в результате вязкого взаимодействия происходит сдвиг отдельных слоев жидкости, не приводящий к их перемешиванию.

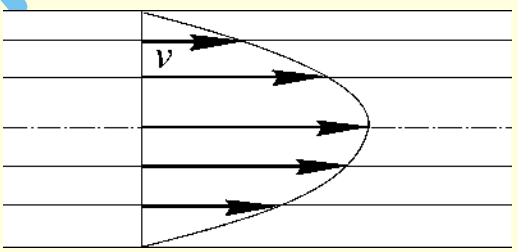


Рис. 1.34. Ламинарное течение

Ламинарный режим движения имеет место при малых числах Рейнольдса, следовательно, при малых скоростях движения жидкости. С увеличением скорости потока возрастают градиенты скоростей вблизи стенки, что ведет к увеличению внутренних напряжений трения и возрастанию тенденции к скручиванию частиц.

Рассмотрим движение жидкости вдоль гладкой стенки, на которой имеется в виде выступа источник возмущений (рис. 1.35). Рис. 1.35*а* соответствует малым числам Re, а рис. 1.35*б* – большим. При малых Re возмущение в виде вихря, вызванное уступом, будет сразу же затухать, так как основную роль в таком потоке играет вязкость, и жидкость дальше будет двигаться, не перемешиваясь, полосами (слоя-

Справочник по гидравлике

ми), откуда следует и название режима – ламинарный (*lamina* – полоса).

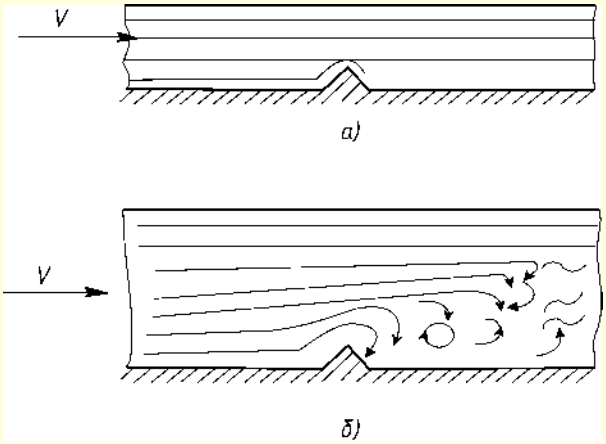


Рис. 1.35. Воздействие возмущения на поток

При больших числах Re, превосходящих $Re_{кр}$, преобладающим окажется влияние инерционных свойств: возникшее возмущение, распространяясь вниз по потоку, уже не затухает. Вращающиеся частицы вовлекают в это движение другие, вследствие чего весь поток становится вихревым, то есть турбулентным (рис. 1.35*б*). Турбулентным называется такой режим движения, при котором имеет место завихренность потока, и все процессы переноса (массы, количества движения и энергии) обусловлены не только межмолекулярным взаимодействием, но и смешением молей различных слоев потока. В турбулентной области потока траектории частиц представляют собой результат сложного вихревого движения (рис. 1.36).

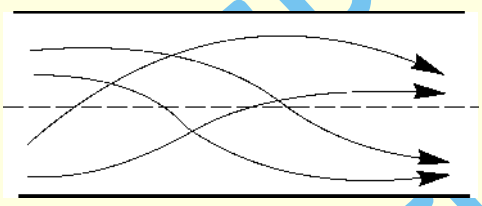


Рис. 1.36. Турбулентное течение

Образовавшиеся в турбулентном потоке жидкости вихри накладываются своими скоростями на скорость основного потока, что вызывает мгновенное изменение скорости в точке. Отклонение мгновенного значения скорости в данной точке потока от ее среднего по времени значения называют пульсацией и обозначают v'. С количественной стороны турбулентный режим отличается от ламинарного частотой пульсаций. На рис. 1.37 показана запись отклонений скорости, сделанная осциллографом, соединенным с насадкой для измерения местной скорости v в ламинарном и турбулентном потоке.

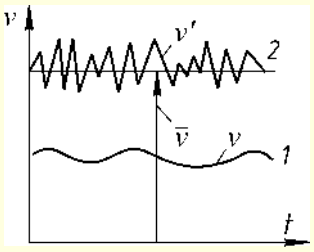


Рис. 1.37. Мгновенные значения скорости

Из графиков видно, что колебания скорости в ламинарном потоке (1) носят более правильный (периодический) характер, обладают малой частотой и амплитудой. В турбулентном потоке (2) пульсации носят беспорядочный характер и обладают высокой частотой.

Мерой турбулентности потока обычно считают среднюю квадратичную величину от мгновенных значений пульсации за период времени T:

$$\bar{v}' = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T (v')^2 dt},$$

где t – время.

Безразмерная величина

$$\varepsilon = \frac{\bar{v}'}{\bar{v}} 100\ \% \qquad (1.144)$$

называется степенью турбулентности потока. В формуле (1.144) $\bar{v}$ – осредненная по времени скорость в данной точке потока. Степень турбулентности, согласно вышеизложенному, является параметром подобия наравне с числами Re и M.

В параграфе 1.4.3 отмечалось, что коэффициент трения является функцией числа Re. Этот факт не случаен, ибо это число определяет режим движения жидкости, который, в свою очередь, оказывает существенное влияние на величину напряжений трения. Действительно, при ламинарном режиме частицы жидкости, двигаясь вдоль стенки без перемешивания, не участвуют в обмене количеством движения между двумя соседними слоями. Перенос количества движения из одного слоя в другой осуществляется на молекулярном уровне, и скорость в направлении радиуса трубопровода возрастает медленно (рис. 1.34). В случае турбулентного режима перемешивание частиц жидкости приводит к более быстрому возрастанию скорости, так как к молекулярному переносу количества движения добавляется молярный, то есть перенос крупными частицами (молями).

При определении потерь напора очень важно знать режим движения жидкости. В случае турбулентного режима потери напора больше потерь при ламинарном режиме, так как на перемешивание жидкости затрачивается дополнительная энергия потока.

1.5.2. Ламинарный режим движения жидкости в трубах

Профиль скорости

Рассмотрим движение жидкости в горизонтальном трубопроводе постоянного по длине круглого сечения. Ламинарное движение будем считать установившимся, кроме того, примем, что в любом поперечном сечении профиль скоростей один и тот же. Последнее справедливою, если отрезок трубопровода взят достаточно далеко от входа в трубопровод.

На рис. 1.38 показан участок трубопровода длиной l, ограниченный сечениями *1–1* и *2–2*, давления в которых соответственно равны p_1 и p_2. Необходимо определить потери напора на преодоление сопротивления трения при движении жидкости от сечения *1–1* к сечению *2–2*. Для этого рассмотрим условия, которые выполняются при движении жидкости внутри соосного с трубопроводом цилиндра радиусом r и основаниями в сечениях *1–1* и *2–2*.

Гидравлика ПО

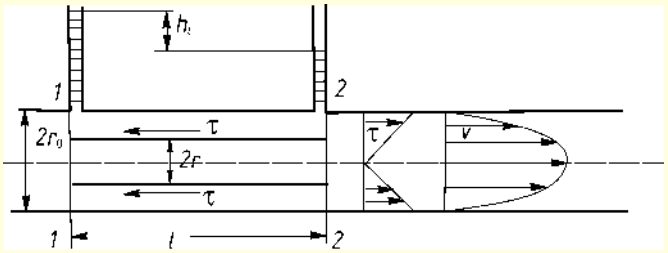


Рис. 1.38. Ламинарное течение в трубопроводе

Со стороны внешнего потока на выделенный цилиндр действуют касательные напряжения τ, создающие силу сопротивления трения $\tau 2\pi rl$, и разность сил давлений на основания цилиндра $(p_1 - p_2)\pi r^2$. Применяя закон сохранения количества движения для элемента потока, ограниченного выделенным цилиндром, получим

$$(p_1 - p_2)\,\pi r^2 - \tau 2\pi rl = 0,$$

откуда следует

$$\tau = \frac{\Delta p_{тр} r}{2l}, \qquad (1.145)$$

где $\Delta p_{тр} = p_1 - p_2$ – разность давлений, которая затрачивается на преодоление сопротивления трения при движении жидкости от сечения *1–1* до сечения *2–2*.

Формула (1.145) показывает, что напряжение трения вдоль радиуса r меняется по линейному закону. На оси цилиндра, где $r = 0$, величина $\tau = 0$, а на стенке трубопровода касательное напряжение τ имеет наибольшее значение, обозначаемое τ_o. Эпюра касательного напряжения показана на рис. 1.38.

Найдем выражение для профиля скорости в поперечном сечении трубопровода. С этой целью воспользуемся формулой Ньютона для касательного напряжения (1.4)

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dr},$$

где μ – динамический коэффициент вязкости;

v – местная скорость.

Знак (–) поставлен здесь потому, что при увеличении r величина скорости v уменьшается.

Сравнивая формулу Ньютона с формулой (1.145), получим

$$-\mu \frac{dv}{dr} = \frac{\Delta p_{тр} r}{2l},$$

откуда следует

$$dv = -\frac{\Delta p_{тр}}{2\mu l} r dr.$$

Интегрирование последнего уравнения позволяет найти выражение

$$v = -\frac{\Delta p_{тр} r^2}{4\mu l} + c.$$

Постоянную c можно определить, используя одно из граничных условий. На стенке при $r = r_0$ скорость $u = 0$, поэтому, полагая $u = 0$, из последнего выражения получим

$$c = \frac{\Delta p_{тр}}{4\mu l} r_0^2.$$

Тогда

$$v = \frac{\Delta p_{тр}}{4\mu l}(r_0^2 - r^2). \qquad (1.146)$$

Формула (1.146) показывает, что кривая, являющаяся профилем скоростей в сечении трубопровода, представляет собой параболу второй степени. Эта кривая показана на рис. 1.38. Как видно из рис. 1.38, максимальная величина скорости в сечении имеет место при $r = 0$, т. е. на оси трубопровода. Из уравнения (1.146) найдем

$$v_{max} = \frac{\Delta p_{тр}}{4\mu l} r_0^2. \qquad (1.147)$$

С учетом (1.147) формулу (1.146) можно преобразовать к виду

$$v = v_{max}\left(1 - \frac{r^2}{r_0^2}\right). \qquad (1.148)$$

Определим теперь объемный расход через сечение трубопровода, используя соотношение (1.91):

$$Q = \int_w v d\omega,$$

где $d\omega$ – площадь сечения элементарной кольцевой струйки, которая при рассмотрении движения жидкости в круглом трубопроводе берется в виде кольца, ограниченного радиусами r и $r + dr$. В таком случае $d\omega = 2\pi r dr$.

Подставляя скорость v, определяемую по формуле (1.148), и $d\omega$ в выражение для расхода, получаем

$$Q = \int_0^{r_0} v_{max}\left(1 - \frac{r^2}{r_0^2}\right) 2\pi r dr = \frac{\pi r_0^2 v_{max}}{2}.$$

Воспользовавшись формулой для объемного расхода, определяемого по средней скорости V, $Q = V\,\pi\, r_0^2$, можно сделать вывод о том, что

$$V = \frac{v_{max}}{2},$$

т. е. средняя скорость в сечении при ламинарном течении жидкости в трубопроводе равна половине максимальной скорости.

Коэффициент трения

Используя формулу (1.147), для величины расхода можно получить выражение

$$Q = V\pi r_0^2 = \frac{v_{max}}{2}\pi r_0^2 = \frac{\pi r_0^4 \Delta p_{тр}}{8\mu l}, \qquad (1.149)$$

из которого найдем, что потери давления на трение

$$\Delta p_{тр} = 8\mu \frac{lQ}{\pi r_0^4}.$$

Теперь можно найти потери напора по длине, поделив левую и правую части последнего выражения на удельный вес жидкости γ. Тогда получим

$$h_l = \frac{\Delta p_{тр}}{\gamma} = 8\mu \frac{lQ}{\pi r_0^4 \gamma}.$$

Справочник по гидравлике

Учитывая, что $\mu = \nu\rho$, $\gamma = g\rho$, $2r_0 = d$, где d – диаметр трубопровода, будем иметь

$$h_l = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4} \qquad (1.150)$$

Формула (1.150) находит широкое применение при расчете потерь напора по длине в трубопроводах при ламинарном течении жидкости. Из этой формулы видно, что потери напора по длине (потери напора на трение) при ламинарном режиме пропорциональны вязкости, длине трубопровода и расходу в первой степени и обратно пропорциональны диаметру в четвертой степени.

Из формулы (1.150) можно получить выражение для коэффициента потерь напора по длине, если воспользоваться соотношением (1.126). Это соотношение в рассматриваемом случае имеет вид

$$h_l = \lambda \frac{l}{d}\frac{V^2}{2g},$$

где λ – коэффициент потерь напора по длине при ламинарном течении жидкости в трубопроводе. Подставив в формулу (1.150) выражение для расхода

$$Q = V\frac{\pi d^2}{4},$$

после сокращения получим

$$h_l = \frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{l}{d}\frac{V^2}{2g},$$

откуда следует, что

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}, \qquad (1.151)$$

где $\mathrm{Re} = \frac{Vd}{\nu}$ – число Рейнольдса.

Эта формула выражает закон Гагена–Пуазейля для ламинарного трения. [836]

Следует отметить, что хотя средняя по сечению скорость и входит в формулу для определения h_l в квадрате, на самом деле потери напора по длине пропорциональны скорости в первой степени, т. к. для заданного трубопровода величина λ обратно пропорциональна величине V. Пропорциональность потерь напора по длине средней скорости (расходу) – характерная особенность ламинарного движения жидкости.

Коэффициенты кинетической энергии и количества движения

Найдем величину коэффициента кинетической энергии при ламинарном движении жидкости. Подставив в формулу (1.85) вместо скорости v выражение (1.148) с учетом того, что $V = \frac{1}{2}v_{max}$, получим

$$\alpha = \frac{\int_0^{r_0} v_{\max}\left(1-\frac{r^2}{r_0^2}\right)^3 2\pi r dr}{V^3\pi r_0^2} = 16\int_0^{r_0}\left(1-\frac{r^2}{r_0^2}\right)^3\frac{r}{r_0^2}dr.$$

Используя новую переменную

$$z = 1 - \frac{r^2}{r_0^2},$$

можно получить

$$\alpha = 8\int_1^0 z^3 dz = 2.$$

Это означает, что действительная кинетическая энергия при ламинарном режиме движения в два раза больше кинетической энергии, найденной по средней скорости в сечении.

При рассмотрении количества движения, которое имеет жидкость, протекающая через поперечное сечение трубопровода за единицу времени, вводят понятие коэффициента количества движения β, под которым понимают отношение истинного количества движения к количеству движения, вычисленному по средней скорости (см. формулу 1.86). Можно показать, что для ламинарного движения жидкости величина этого коэффициента равна $\frac{4}{3}$.

Следует помнить, что все соотношения, которые были получены в этом подразделе, могут быть применены только на достаточном удалении от входа в трубопровод вне начального участка, на котором имеет место формирование параболического профиля скоростей.

1.5.3. Турбулентный режим движения жидкости в трубах

Профиль скорости

При турбулентном движении, как отмечалось в 1.5.1, жидкость перемешивается, вследствие чего турбулентный поток является, по существу, неустановившимся. Однако, если в какой-либо точке усреднить скорость и другие параметры по времени, то осредненные величины при условии постоянства расхода будут постоянными для данного места потока.

Если сравнить профили скоростей при ламинарном и турбулентном движении в одном и том же трубопроводе, то можно обнаружить большую разницу между ними. На рис. 1.39 показаны профили скоростей в сечении ламинарного и турбулентного потока, причем скорость v отнесена к величине средней в сечении скорости v (для турбулентного потока скорости осредненные).

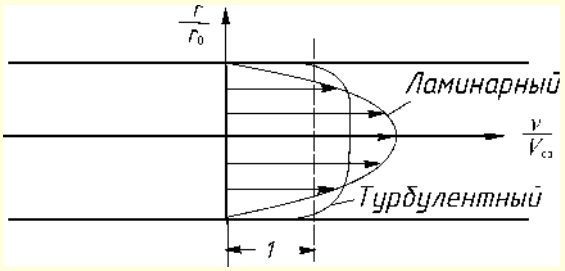


Рис. 1.39. Профили скорости в ламинарном и турбулентном потоках

Из рис. 1.39 видно, что профиль скоростей при турбулентном режиме сильно отличается от параболического профиля скоростей при ламинарном режиме. Отметим две особенности:

а) распределение скоростей в сечении турбулентного потока жидкости в целом более равномерное, чем в ламинарном, турбулентный профиль скоростей менее вытянут;

б) нарастание скорости около стенки, характеризуемое величиной градиента скорости по нормали к ней $\frac{dv}{dr}$, в турбулентном потоке более интенсивное, чем в ламинарном потоке.

Справочник по гидравлике

Более равномерное распределение скоростей в сечении турбулентного потока обусловливает меньшее значение коэффициента кинетической энергии α. В случае турбулентного режима движения величина α изменяется незначительно: от α = 1,13 при Re = $Re_{кр}$ до α = 1,025 при Re ≥ $3 \cdot 10^6$. Поэтому при выполнении практических расчетов величину α принимают равной единице, что обеспечивает достаточную точность полученных результатов, величину β также принимают 1.

Многочисленными опытами установлено, что турбулентный поток в трубопроводе состоит из двух частей: прилегающего к стенке тонкого слоя, движение в котором имеет ламинарный характер (ламинарного подслоя), и самого турбулентного потока, где скорости почти не меняются (турбулентного ядра).

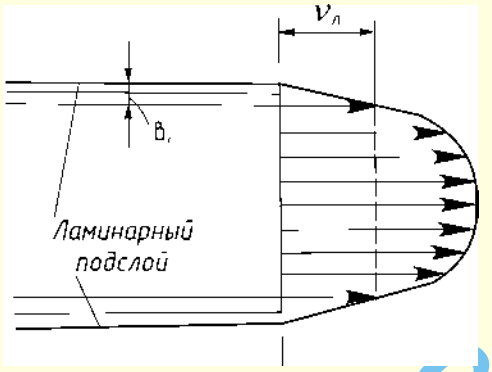


Рис. 1.40. Профиль скорости в турбулентном потоке

На рис. 1.40 показаны ламинарный подслой и турбулентное ядро потока в трубопроводе.

Скорость в ламинарном подслое возрастает по линейному закону от нуля на стенке до величины $v_л$ на границе подслоя, толщину которого обозначим $\delta_л$. Исследования показали, что

$$\frac{v_л \delta_л}{\nu} = \text{const},$$

причем эта постоянная является универсальной. При увеличении средней по сечению скорости в трубопроводе, т. е. при возрастании числа Re, местные скорости также будут расти, увеличится и $v_л$. Это вызывает уменьшение толщины ламинарного подслоя. Изменение последней при изменении числа Re в ряде случаев оказывает существенное влияние на величину коэффициента трения шероховатых труб.

Так как формула Ньютона для напряжения трения не может быть применена к турбулентному потоку, то теоретическое изучение турбулентного движения становится затруднительным. Поэтому для практических расчетов пользуются эмпирическими и полуэмпирическими формулами, полученными в результате обработки опытных данных с использованием критериев подобия. В результате исследований распределения скоростей были предложены различные эмпирические формулы. Широкое распространение получила степенная зависимость

$$v = v_{max}\left(1 - \frac{r}{r_0}\right)^n, \qquad (1.152)$$

где v – осредненная скорость на расстоянии r от оси трубопровода;

v_{max} – максимальная скорость на оси трубопровода;

r_0 – радиус трубопровода;

n – показатель степени, зависящий от числа Рейнольдса и шероховатости стенки трубопровода. Обычно принимают $n = \frac{1}{10} \div \frac{1}{7}$.

Коэффициент трения

Для определения потерь напора по длине при турбулентном движении жидкости используют общую формулу (1.126),

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g},$$

где V – средняя по сечению осредненная скорость.

Заменив скорость V расходом Q, эту формулу можно записать следующим образом:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{8}{g\pi^2} d^4 Q^2. \qquad (1.153)$$

Коэффициент потерь напора по длине λ зависит от параметров подобия: в первую очередь от числа Рейнольдса $\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}$, от величины $\frac{k}{d} = \bar{k}$ – характерной высоты бугорков шероховатости внутренней стенки трубопровода, параметров ε_i – безразмерных чисел, характеризующих форму бугорков шероховатости и плотность их расположения вдоль трубы. Параметры ε_i представляют собой отношения линейных размеров, с помощью которых можно охарактеризовать шероховатость, к величине k. При турбулентном режиме коэффициент трения λ сложным образом выражается через определяющие параметры: Re, $\bar{k}$, ε_i.

Поэтому целесообразно турбулентные режимы движения разделить на три области.

Первая область – область гидравлически гладких труб. Ей соответствуют числа Рейнольдса в диапазоне $3 \cdot 10^3 \le \text{Re} \le 10^5$ [162].

В этой области коэффициент трения является функцией только числа Re и может быть рассчитан по формуле Блазиуса:

$$\lambda_т = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \qquad (1.154)$$

Широкое распространение получила также формула П. К. Конакова [348]:

$$\lambda_т = \frac{1}{(1{,}81 \lg \text{Re} - 1{,}5)^2}. \qquad (1.155)$$

Формулы (1.154) и (1.155) при сравнении с зависимостью (1.151) показывают, что коэффициент трения λ при турбулентном режиме с изменением числа Re меняется значительно слабее, чем при ламинарном. Поэтому в практических расчетах, если диапазон изменения чисел Re небольшой, величину λ определяют по среднему значению Re и считают постоянной в этом диапазоне Re.

На рис. 1.41 показаны кривые зависимости коэффициента трения от числа Re для ламинарного и турбулентного режимов движения в гладких трубах.

Вторая область – переходная. Числа Рейнольдса, соответствующие этой области, находятся в диапазоне $10^4 \le \text{Re} \le 10^6$. Коэффициент трения в таких условиях является функцией не только числа Re, но и относительной высоты бугорков ше-

Справочник по гидравлике

роховатости $\bar{k} = \frac{k}{d}$, $\lambda = f(\mathrm{Re}, k)$. Величину коэффициента λ в данной области рассчитывают по эмпирическим формулам. Например, по формуле А. Д. Альтшуля [17]

$$\lambda_т = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}, \qquad (1.156)$$

где $k_э$ – некоторый размер, характеризующий абсолютную эквивалентную шероховатость, значения которого для труб из различного материала приведены в таблице 1.33;

d – диаметр трубы.

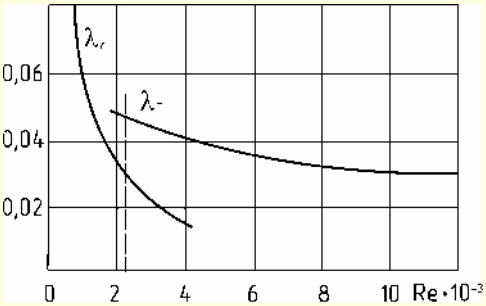


Рис. 1.41. Графики зависимости коэффициента трения от числа Рейнольдса

Как показывают опыты и результаты расчетов по формуле (1.156), шероховатость внутренней поверхности трубопроводов в ряде случаев может очень сильно влиять на величину коэффициента трения.

Таблица 1.33

Значения абсолютной шероховатости $k_э$ для труб из различных материалов [162]

Материал трубопровода	$k_э \cdot 10^3$
Стекло	0,001
Тянутые трубы из латуни, свинца, меди	0,020
Бесшовные стальные трубы тщательного изготовления	0,6–2,0
Стальные трубы	3–10
Чугунные асфальтированные трубы	10–25
Чугунные трубы	25–50

Более полные данные приведены в таблице 1.41 в разделе 1.7.

Третья область – область квадратичного сопротивления. Для нее характерными являются $\mathrm{Re} > 5 \cdot 10^5$. Коэффициент трения в этой области турбулентных режимов движения не зависит от числа Re, а является функцией только относительной высоты бугорков шероховатости $\lambda = f(\bar{k})$. Для расчета коэффициента трения в этих условиях применяется формула

$$\lambda_т = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d}\right)^{0{,}25}, \qquad (1.157)$$

которая получается из (1.156) при $\mathrm{Re} \to \infty$. Область квадратичного сопротивления получила такое название потому, что при соответствующем ей турбулентном движении потеря напора в трубопроводе пропорциональна квадрату расхода, а следовательно, и квадрату скорости жидкости. Это видно из формул (1.153).

Поскольку коэффициент трения λ в области квадратичного сопротивления не зависит от числа Re, то режим движения в этом случае называют автомодельным по числу Рейнольдса.

Учитывая особенности структуры турбулентного потока в трубопроводах, рассмотрим влияние равномерно распределенной по внутренней поверхности стенки шероховатости на величину коэффициента трения. Для этого воспользуемся рис 1.42, где показаны зависимости величины log (100λ) от log Re для различных значений относительной высоты бугорков шероховатости $\bar{k} = \frac{k}{r_0}$. На этом рисунке приведены также графики зависимостей коэффициентов трения $\lambda_л$ и $\lambda_т$ от числа Re для гладких труб (прямые *A* и *B*) рис. 1.42.

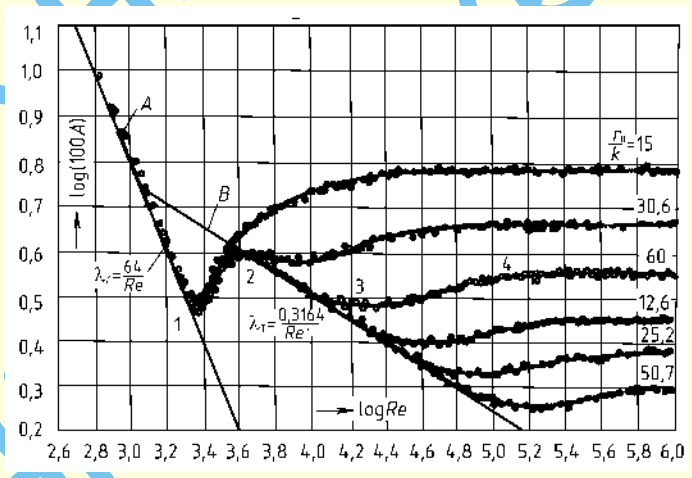


Рис. 1.42. Зависимость коэффициента трения от числа Рейнольдса и шероховатости

Выберем для определенности величину $\frac{1}{k} = \frac{r_0}{k} = 60$ и проследим за изменением коэффициента трения λ при увеличении числа Re.

При малых числах Re, когда $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{кр}$, шероховатость практически не изменяет величину λ, которую можно находить и для шероховатых труб по формуле (1.151) для ламинарного режима движения. Это объясняется тем, что отрыва потока на бугорках шероховатости при малой скорости жидкости не происходит. Опыт показывает, что и на величину $\mathrm{Re}_{кр}$ шероховатость влияния не оказывает.

Точка 1 на прямой *A* соответствует началу перехода, а участок кривой 1–2 характеризует всю область перехода от ламинарного к турбулентному движению.

При числах $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кр}$ на участке 2–3 и правее имеет место турбулентное движение жидкости. Коэффициент трения на участке 2–3, который соответствует области гидравлически гладких труб, не зависит от шероховатости. Его можно определить по формуле (1.154) или (1.155).

Справочник гидравлика

На участке 3–4 величина коэффициента λ возрастает, приближаясь с ростом числа Re к некоторому постоянному значению. Этому участку соответствует переходная область турбулентных режимов движения, где $\lambda = \lambda_т$, рассчитывается по формуле (1.156).

При числах Re, больших Re в точке 4, коэффициент трения, оставаясь постоянным, не зависит от числа Re. Однако величина λ зависит при этом от относительной шероховатости. Названная область является областью квадратичного сопротивления, где λ определяется по формуле (1.157).

Объяснить характер изменения коэффициента $\lambda_т = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k}{r_0}\right)$ можно, рассматривая поведение ламинарного подслоя с увеличением числа Рейнольдса. В области 2–3 при сравнительно малых числах Re толщина ламинарного подслоя больше высоты бугорков шероховатости. Последние утоплены в ламинарном подслое и плавно без отрыва обтекаются жидкостью (рис. 1.43). Такое же безотрывное обтекание бугорков шероховатости будет и при ламинарном течении жидкости во всей трубе (прямая *A*). При обтекании бугорков шероховатости ламинарным потоком шероховатость не влияет на величину коэффициента сопротивления трения.

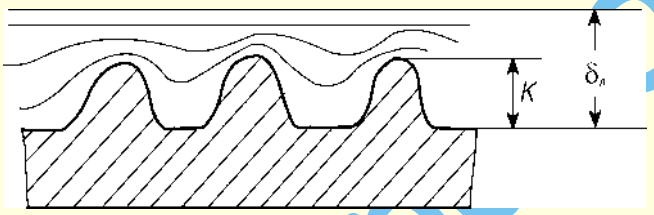


Рис. 1.43. Течение у стенки при $k < \delta_л$

В области 3–4 бугорки шероховатости начинают выступать из ламинарного подслоя. В этом случае они частично обтекаются основным турбулентным потоком (рис. 1.44). При этом обтекание носит срывной характер, в результате которого бугорки шероховатости будут иметь сопротивление и начнут влиять на величину коэффициента трения λ. При увеличении числа Re в области 3–4 бугорки все больше и больше выступают из ламинарного подслоя, так как последний при этом становится тоньше.

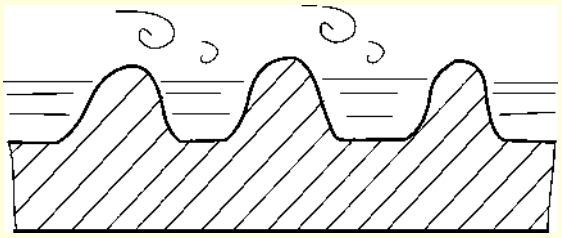


Рис. 1.44. Течение у стенки при $k \approx \delta_л$

Можно считать, что в точке 4 ламинарный подслой практически исчезает, а бугорки полностью обтекаются основным турбулентным потоком (рис. 1.45). Интенсивное вихреобразование за бугорками в этом случае и приводит к квадратичному закону сопротивления, т. е. к независимости λ от числа Re.



Рис. 1.45. Течение у стенки при $k > \delta_л$

Однако, как величина числа Re, начиная с которой коэффициент потерь напора по длине перестает меняться, так и его величина зависят от относительной шероховатости.

Следует иметь в виду, что реальные трубы, применяемые в технике, имеют неоднородную шероховатость. Результаты опытов по определению λ для таких труб приводятся ниже в п. 1.7.

1.5.4. Местные потери напора

Причины местной потери напора

Выше были даны рекомендации для расчета коэффициента λ, а, следовательно, и потерь напора по длине для гладких и шероховатых трубопроводов. Однако, чтобы определить величину полных гидравлических потерь, необходимо научиться находить еще и местные потери напора ($h_м$), которые образуются в местных сопротивлениях.

Местными гидравлическими сопротивлениями называются короткие участки трубопроводов, на которых скорость потока резко изменяется по величине или направлению в результате изменения размеров или форм сечений трубопровода, а также направления его продольной оси.

Потери механической энергии, возникающие при движении жидкости в местных сопротивлениях, относят к единице ее веса.

Потери напора в местных сопротивлениях обусловлены трением, деформацией потока и вихреобразованием.

Потери на трение вызываются торможением потока стенками, которое приводит к неравномерному распределению скоростей по сечениям потока и к появлению напряжений трения между струйками жидкости.

Местные деформации потока сопровождаются изменением неравномерностей распределения скоростей в его сечениях (рис. 1.46), вызывающим возрастание потерь на трение.

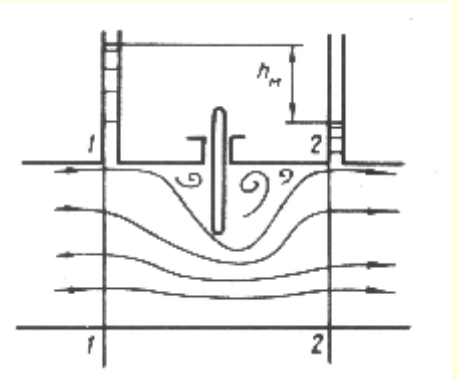


Рис. 1.46. Течение жидкости через местное сопротивление

Потери на вихреобразование связаны с отрывами потока от стенок, которые происходят в местах изменений конфи-

Справочник по гидравлике

гурации каналов. Затраты механической энергии на создание вихрей (с последующим переходом кинетической энергии их вращения в тепловую энергию под действием сил внутреннего трения) обусловливают значительную часть местной потери напора. На рис. 1.46 видно, что давление за местным сопротивлением меньше, чем перед ним. Это связано с местной потерей напора, причины которой названы выше.

Так как длина местного сопротивления обычно не превосходит нескольких диаметров трубопровода, то потерями на трение и их изменением из-за деформации потока при турбулентном течении можно пренебречь. Следовательно, основной причиной местной потери напора в этих условиях является вихреобразование. При малых числах Рейнольдса, т. е. при ламинарном режиме движения, определяющими являются потери на трение.

По конструктивному признаку местные сопротивления условно подразделяются на следующие виды (рис. 1.47):

внезапное (плавное) расширение и внезапное (плавное) сужение трубопровода;

устройства, в которых происходит изменение направления движения жидкости (плавный поворот, резкий поворот);

устройство для деления и слияния потоков (отводы, тройники, крестовины);

арматура различного назначения (вентили, фильтры и т. п.).

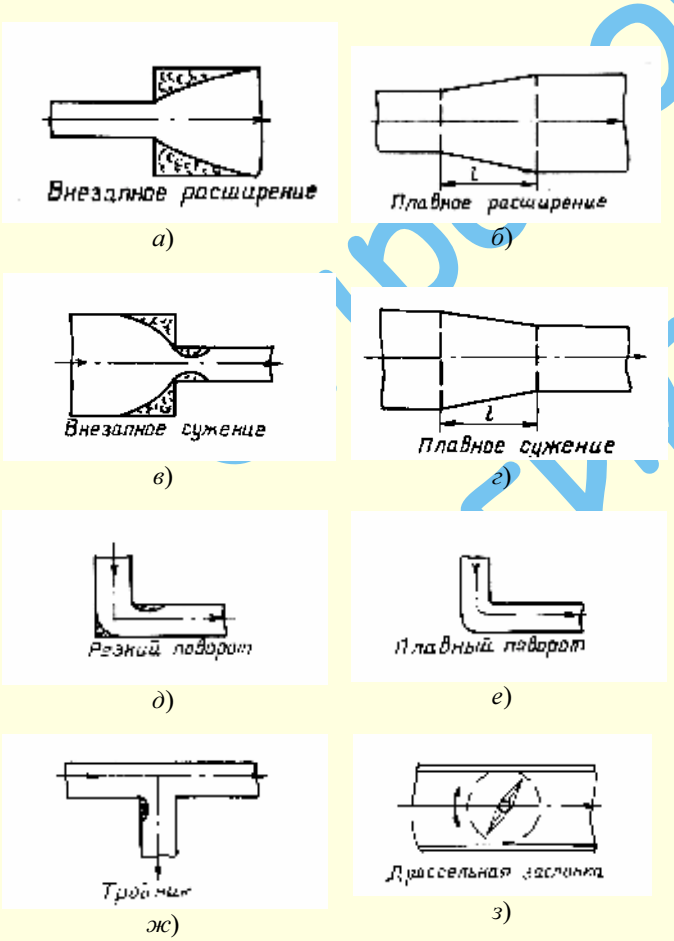


Рис. 1.47. Местные гидравлические сопротивления

Потеря напора в местном гидравлическом сопротивлении определяется по формуле (1.127):

$$h_м = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где ζ – коэффициент местной потери напора (коэффициент местного сопротивления).

Определение этого коэффициента при движении жидкости через местное сопротивление является основной задачей при расчете местной потери напора. Из теории подобия известно, что коэффициент ζ зависит от вида сопротивления, числа Рейнольдса и шероховатости внутренних поверхностей.

Типичный график зависимости коэффициента местной потери напора ζ от Re показан на рис. 1.48. Из графика видно, что при ламинарном режиме движения ζ сильно зависит от числа Re, тогда как при турбулентном режиме эта зависимость значительно слабее. При числах $Re > 10^5$ ζ с увеличением числа Рейнольдса почти не меняется.

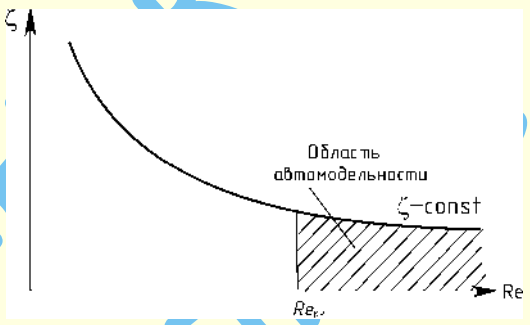


Рис. 1.48. График зависимости коэффициента местного сопротивления от числа Рейнольдса

В дальнейшем будем рассматривать движение жидкости через местные сопротивления при турбулентном режиме, который на практике встречается чаще. В этом случае важнейшим фактором, влияющим на величину ζ, является форма местного сопротивления.

Заметим, что коэффициент местной потери напора обычно находят по опытным данным. Только в одном случае – внезапном расширении трубопровода – коэффициент ζ удается определить теоретически.

Расчет потери напора при внезапном расширении трубопровода.

На рис. 1.49 показан трубопровод с внезапным расширением, расположенный горизонтально. Как показывают опыты, поток жидкости в сечении *1–1* не расширяется мгновенно, а постепенно увеличивает сечение, приближаясь к стенкам трубопровода бóльшего диаметра.

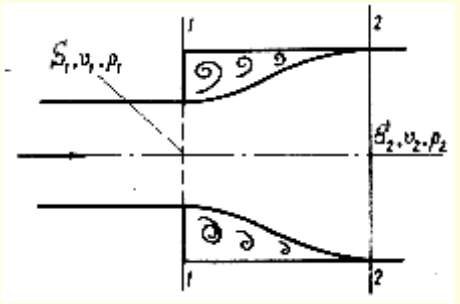


Рис. 1.49. Внезапное расширение потока

Обозначим параметры потока в сечении *1–1*, площадь которого до внезапного расширения равна ω_1, через V_1, p_1, а

после расширения в сечении *2–2*, где расширившийся поток уже заполняет все сечение, площадь которого равна ω_2, через V_2, p_2.

Выражение для местной потери напора при внезапном расширении трубопровода в соответствии с формулой (1.127) будет иметь вид

$$h_{вр} = \zeta_{вр} \frac{V_1^2}{2g}, \qquad (1.158)$$

где $\zeta_{в.р.}$ – коэффициент местной потери напора при внезапном расширении трубопровода.

Для определения потери напора $h_{в.р.}$ теоретически применим два уравнения: уравнение энергии (1.108) и уравнение, выражающее закон сохранения количества движения. Уравнение энергии для сечения *1–1*, взятого в конце узкого трубопровода, и сечения *2–2* (рис. 1.49) с учетом того, что $z_1 = z_2$, запишется следующим образом:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{в.р.}$$

или

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_{в.р.}, \qquad (1.159)$$

где коэффициент энергии α принят равным единице.

Закон сохранения количества движения применим к жидкости на участке широкого трубопровода от сечения *1–1* до сечения *2–2* (сечение *1–1* в этом случае выбирается несколько правее места стыка трубопроводов различного диаметра). Так как на участке *1–2* к стенкам трубопровода непосредственно примыкает застойная зона, в которой наблюдается интенсивное вихреобразование с возвратным течением, величину касательного напряжения трения τ_0 на стенке принимают равной нулю. Поэтому секундный импульс внешних сил, действующих на выделенный объем жидкости, будет равен

$$(p_1 - p_2)\omega_2.$$

При этом было принято, что давление p_1 передается с границы струи на стенку в сечении 1 без изменения.

Изменение количества движения, т. е. разность выносимого из выделенного объема и вносимого в него секундного количества движения, будет равно

$$\frac{Q\gamma}{g}(V_2 - V_1).$$

Приравняв импульс сил изменению количества движения, получим

$$(p_1 - p_2)\,\omega_2 = \frac{Q\gamma}{g}(V_2 - V_1).$$

Преобразуем последнее выражение, поделив обе его части на $\gamma\,\omega_2$, имея в виду, что $Q = V_2\,\omega_2$.

В результате найдем

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{V_2}{g}(V_2 - V_1) = \frac{2V_2^2}{2g} - \frac{2V_1V_2}{2g}.$$

Если к правой части этого соотношения прибавить $\frac{V_1^2}{2g}$ и отнять ту же величину, то получим

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{2V_1V_2}{2g} + \frac{V_1^2}{2g}$$

или

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}.$$

Сравнивая последнее выражение с уравнением энергии (1.116), можно заключить, что величина потери напора при внезапном расширении трубопровода

$$h_{в.р.} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \qquad (1.160)$$

т. е. потеря напора при внезапном расширении трубопровода равна скоростному напору, рассчитанному по потерянной скорости.

Последний результат известен как формула Борда–Карно. Скорость V_2 по величине меньше V_1, так как $\omega_2 > \omega_1$.

Формуле (1.160) можно придать другой вид, если величину V_1 вынести за скобки и воспользоваться уравнением постоянства расхода, согласно которому $V_1\omega_1 = V_2\omega_2$. Тогда

$$h_{в.р.} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}.$$

Сравнивая последнее выражение с (1.158), заключаем, что коэффициент местной потери напора, отнесенный к скоростному напору в сечении *1–1* при внезапном расширении трубопровода, можно определить по формуле

$$\zeta_{в.р.} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2. \qquad (1.161)$$

Формула (1.161) хорошо подтверждается опытом. Ее можно применять и для расчета коэффициента местной потери напора в случае, когда жидкость, движущаяся по трубопроводу, вливается в резервуар большого размера, т. е. $\omega_2 = \infty$. Тогда

$$\zeta_{в.р.} = 1.$$

В последнем случае на непрерывное поддержание вихревого движения при входе в резервуар затрачивается вся кинетическая энергия жидкости.

Расчет потери напора при внезапном сужении трубопровода

Сужение трубопровода используется для увеличения скорости движения и, следовательно, уменьшения давления. Как будет показано ниже, потеря напора при сужении имеет меньшую величину по сравнению с потерей напора при внезапном расширении трубопровода.

Внезапное сужение трубопровода показано на рис. 1.50. Поток жидкости из трубопровода большого диаметра не может безотрывно перейти в трубопровод меньшего диаметра. Это вызвано тем, что вязкая жидкость не может плавно, безотрывно обтекать входной угол. Образовавшиеся при этом застойные зоны заполняются вихрями, на поддержание вращательного движения в которых затрачивается механическая энергия потока.

Как видно из рис. 1.50, потерю напора при внезапном сужении трубопровода можно представить в виде суммы двух составляющих: потери напора при входе в узкий трубопровод до сечения *c–c* и потери напора при расширении потока за сечением *c–c*, которая аналогична потере напора

Справочник по гидравлике

при внезапном расширении трубопровода. Поэтому потери напора при внезапном сужении можно выразить следующим образом:

$$h_{вс} = \frac{\zeta_0 V_c^2}{2g} + \frac{(V_c - V_2)^2}{2g} = \frac{\zeta_{вс} V_2^2}{2g},$$

где ζ_0 – коэффициент местной потери напора при входе в узкий трубопровод;

$\zeta_{в.с.}$ – коэффициент местной потери напора при внезапном сужении;

V_c – скорость в наиболее узком месте потока жидкости.

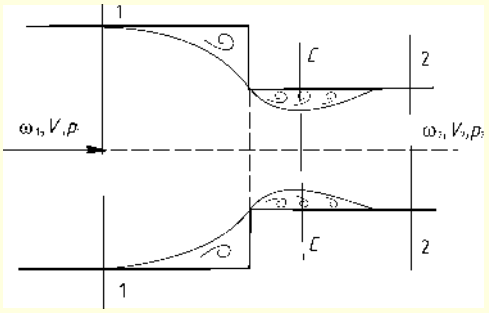


Рис. 1.50. Внезапное сужение потока

Для коэффициента местной потери напора при внезапном сужении И. Е. Идельчиком была предложена следующая эмпирическая формула:

$$\zeta_{в.с.} = 0{,}5\left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right). \qquad (1.162)$$

Если применить формулу (1.162) при $\omega_1 = \infty$, т.е. при $\frac{\omega_2}{\omega_1} = 0$, что имеет место при выходе трубопровода из резервуара большого размера, то для коэффициента местной потери напора получим

$$\zeta_{в.с.} = 0{,}5.$$

Сравнивая полученный результат с величиной $\zeta_{в.р.}$ при входе трубопровода в резервуар большого размера, видим, что коэффициент местной потери напора при входе жидкости в резервуар (внезапное расширение) по величине в два раза больше коэффициента местной потери напора при выходе жидкости из резервуара в трубопровод (внезапное сужение).

Заметим, что при закруглении входной кромки при внезапном сужении или расширении трубопровода потери напора уменьшаются, так как вихреобразование становится менее интенсивным.

Потери напора в отводах (поворотах)

Рассмотрим простейшее местное сопротивление – поворот трубопровода. На рис. 1.51 показан внезапный поворот трубопровода, который называют часто коленом без закругления. В местах резкого поворота потока в колене образуются застойные зоны, вихреобразование в которых приводит к потерям механической энергии. Как показывают опыты, угол поворота δ оказывает существенное влияние на величину коэффициента местной потери напора $\zeta_{кол}$ (рис. 1.52).

Потери напора в колене без закругления определяются по формуле (1.127):

$$h_{кол} = \zeta_{кол} \frac{V^2}{2g}.$$

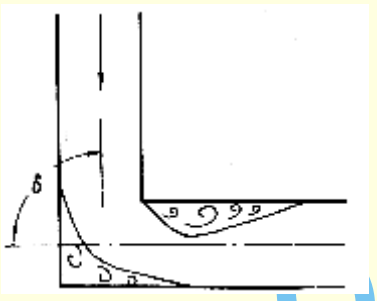


Рис. 1.51. Внезапный поворот потока

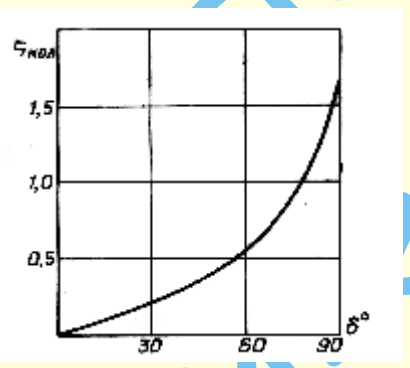


Рис. 1.52. Зависимость $\zeta_{кол}$ от угла (колено) поворота потока

Чтобы уменьшить потери напора при повороте трубопровода, применяют плавный поворот (закругленное колено), называемый отводом (рис. 1.53). Потерю напора в отводе находят по формуле

$$h_{отв} = \zeta_{отв} \frac{V^2}{2g}.$$

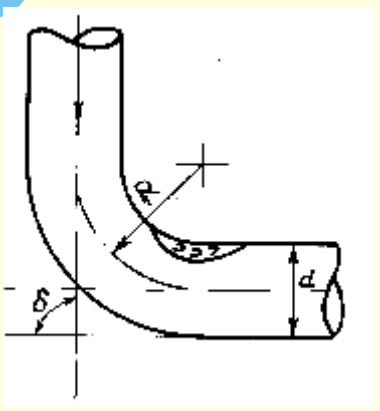


Рис. 1.53. Плавный поворот потока

Коэффициент $\zeta_{отв}$ зависит от отношения $\frac{R}{d}$, где R – радиус кривизны отвода. При достаточно большой величине относительного радиуса кривизны застойная зона на внутренней стенке отвода исчезает, и потери на вихреобразование в застойной зоне будут отсутствовать. Однако и в этом случае останутся потери напора на создание и поддержание в месте поворота пары вихрей. Образование пары вихрей в месте поворота можно легко представить, если иметь в виду, что скорость в сечении распределена неравномерно – на стенке скорость равна нулю, а на оси – наибольшая. Поэтому центробежные силы, действующие на все частицы при повороте потока, распределяются также неравномерно. На оси трубо-

Справочник гидравлика

провода они значительно больше, чем у стенок. Вследствие этого частицы из центральной части потока будут двигаться по радиусу кривизны отвода к внешней стенке. Затем, растекаясь по боковым стенкам, жидкость поступает к внутренней стенке и оттуда – вновь в центральную часть трубопровода. В результате такого двойного циркуляционного движения образуется пара вихрей (рис. 1.54), требующая непрерывной затраты энергии на свое существование.

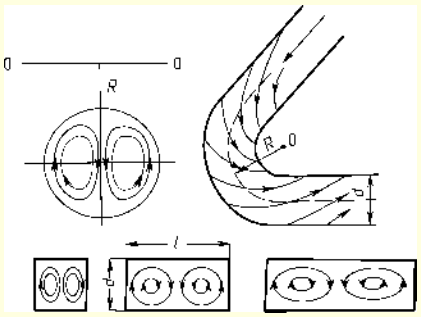


Рис. 1.54. Образование пары вихрей при повороте потока

Г. Н. Абрамовичем предложена следующая эмпирическая формула для коэффициента местной потери напора отвода

$$\zeta_{отв} = 0{,}73\,ABC, \qquad (1.163)$$

где величина $A = f_1\left(\frac{R}{d}\right)$ (график соответствующей зависимости приведен на рис. 1.55); $B = f_2(\delta)$ (см. рис. 1.56); величина $C = f_3\left(\frac{e}{d}\right)$ определяется формой поперечного сечения трубопровода (для круглого и квадратного сечений $C = 1$, на рис 1.57 приведен график этой зависимости). Минимум величины C при $\frac{e}{d} \approx 2.5$ обусловлен тем, что в этом случае парные вихри имеют вид круглых шнуров, тогда как при других $\frac{e}{d}$ вихри получаются сплющенными (см. рис. 1.54). Частицы в сплющенном вихре при движении вокруг ядра вынуждены то увеличивать, то уменьшать свою скорость, так как она обратно пропорциональна расстоянию от оси вращения ядра. Это вызывает большие потери напора по сравнению с потерями при движении частиц вокруг ядра вихря с постоянной скоростью. Поэтому для уменьшения потерь в отводе применяют наивыгоднейшую форму сечения трубопровода в виде прямоугольника при $\frac{e}{d} = 2{,}5$. Причем сторона e должна быть параллельна оси кривизны отвода.

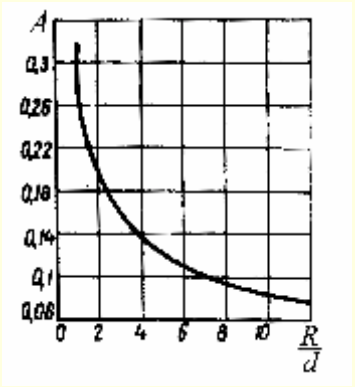


Рис. 1.55. Влияние радиуса поворота на потерю напора

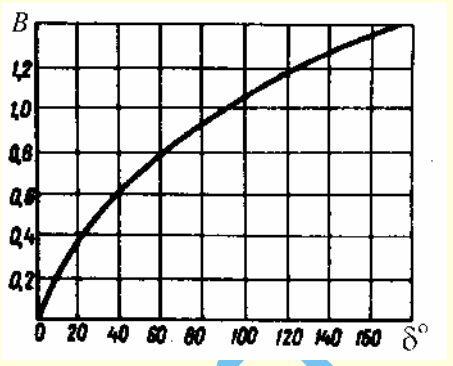


Рис. 1.56. Влияние угла поворота потока на потерю напора

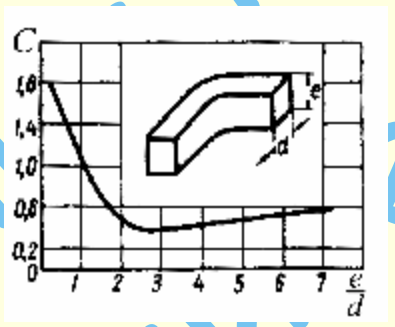


Рис. 1.57. Влияние формы сечения колена на потерю напора

Заметим, что при гидравлическом расчете трубопроводов с отводами к потерям напора $h_{отв}$ надо добавить еще потери напора на трение. В практических расчетах обычно считают, что потери на трение в отводе равны потерям на трение в прямой трубе той же длины.

В этом параграфе изложены основные закономерности движения жидкостей по трубам и через местные гидравлические сопротивления, а также получены формулы для определения потерь напора в системах, состоящих из труб круглого сечения и включающих местные сопротивления. Эти формулы позволяют производить гидравлические расчеты таких систем в случае установившегося стабилизированного течения жидкости в них. Необходимые для расчета более сложных систем сведения и формулы приводятся в параграфах 1.7 и 1.8, составленных на основании [272].

1.6. ОСОБЫЕ СЛУЧАИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ

Здесь рассматриваются случаи, когда в движущейся жидкости происходят явления, отсутствующие в обычных условиях. К таким явлениям можно отнести нестационарность, изменение агрегатного состояния жидкости, проявление свойств, которыми в обычных условиях пренебрегают. Так, например, кавитация, возникающая при сильном понижении давления в движущейся жидкости, приводит к разрывам сплошности, а последующее повышение давления – к возникновению микрогидроударов, вызывающих кавитационную эрозию материалов гидросистем. При внезапном торможении жидкости в трубопроводах протекают резко выраженные волновые процессы, связанные с существенным повышением и понижением давления (гидравлический удар). На характер этих процессов оказывает большое влияние сжимаемость жидкости и деформируемость стенок трубопровода. В моменты понижения давления при гидроударе

Справочник по гидравлике

могут возникать кавитационные явления. Эти же явления при определенных условиях становятся причиной изменения режима истечения жидкости через насадки и т. д.

1.6.1. Гидравлический удар в трубопроводах

Гидравлический удар – явление, возникающее в движущейся по трубопроводу жидкости при резком (внезапном) изменении скорости в одном из сечений. Это явление характеризуется возникновением волны повышенного или пониженного давления, которое распространяется от места изменения скорости и вызывает в каждом сечении колебания давления и деформации стенок трубопровода. Так, например, при резком уменьшении скорости движения воды в стальном трубопроводе на каждое уменьшение скорости на 1 м/с давление в трубопроводе возрастает приблизительно на 1–1,2 МПа, т. е. на 10–12 ат. Вследствие этого могут возникать осложнения в нормальной работе трубопровода вплоть до разрыва его стенок и аварии оборудования насосных станций.

При гидроударе возможно также и резкое падение давления вплоть до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре. При этом возможно появление разрывов сплошности жидкости, что приводит к падению подачи жидкости к объектам.

Вместе с тем в некоторых случаях явление гидравлического удара может использоваться для решения ряда практических задач, например, для определения места утечки жидкости в гидросистемах или для подачи жидкости (гидравлический таран). Первые исследования гидравлического удара были выполнены Н. Е. Жуковским в 1897 году.

К возникновению гидравлического удара могут приводить различные причины: быстрое закрывание или открывание запорных или регулирующих устройств, внезапная остановка насоса, выпуск воздуха через гидранты на оросительной сети при заполнении трубопроводов водой, пуск насоса при открытом затворе на нагнетательной линии, внезапном перекрытии гидротурбины при сбросе нагрузки гидростанции и т.д.

Физическая картина гидравлического удара

Для выяснения природы гидравлического удара рассмотрим движение невязкой сжимаемой жидкости по трубопроводу длиной l, диаметром $d = 2r_0$ со средней скоростью V и давлением p из резервуара (рис. 1.58).

Пусть в некоторый момент времени трубопровод мгновенно перекрывается клапаном. Слой жидкости, находящийся непосредственно перед клапаном, также мгновенно останавливается, затем полностью тормозится следующий слой и т. д. С течением времени количество заторможенной жидкости возрастает. Граница, отделяющая полностью заторможенную жидкость от жидкости, продолжающей двигаться со скоростью V, будет перемещаться к резервуару со скоростью a, называемой скоростью распространения гидроудара. Сама движущаяся граница называется волной возмущения, которая может быть как волной сжатия, так и волной разрежения. На рис. 1.58*а* – скорость перед волной сжатия V, давление p, а за волной скорость жидкости равна нулю, а давление $p + \Delta p_{уд}$.

Стенки трубопровода считаем упругими, поэтому повышение давления на участке заторможенной жидкости вызывает деформацию (растяжение) стенок трубопровода, в результате чего его диаметр увеличится. Сложность явления гидроудара обусловлена тем, что при переходе через волну возмущения потенциальная энергия сил давления увеличивается не только за счет торможения жидкости (за счет кинетической энергии), но и вследствие ее сжимаемости и упругой деформации стенок трубопровода.

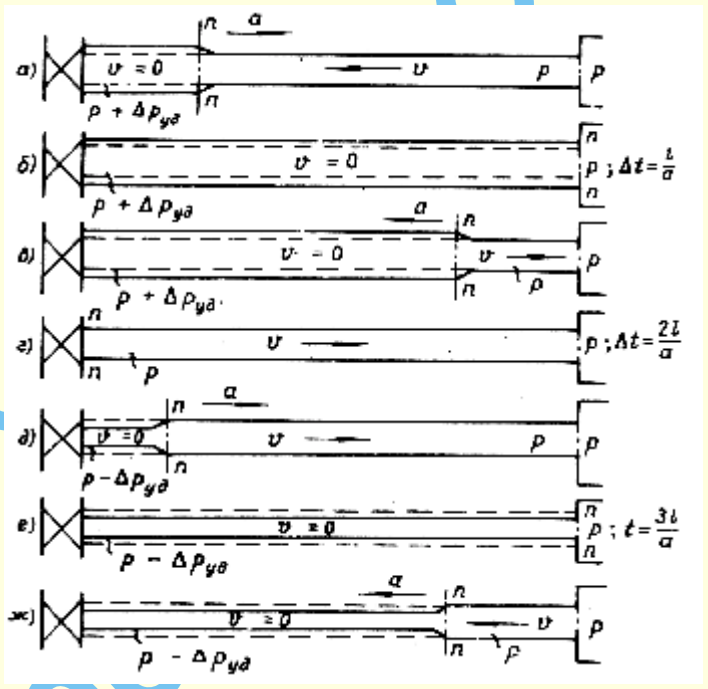


Рис. 1.58. Гидравлический удар в трубопроводе

Проследим за дальнейшим движением волны сжатия. Когда она дойдет до резервуара, то весь трубопровод будет деформирован (расширен) и заполнен полностью заторможенной жидкостью (рис. 1.58*б*). Так как давление $p + \Delta p_{уд}$ больше давления в резервуаре, то начнется движение жидкости из трубопровода в резервуар (рис. 1.58*в*). Предположим, что жидкость и стенки трубы совершенно упругие. Тогда они возвращаются к первоначальному состоянию, а потенциальная энергия, накопленная вследствие деформации, переходит в кинетическую. Величина скорости движения жидкости по направлению к резервуару будет поэтому V, а давление уменьшится до первоначальной величины p. Теперь уже к клапану от резервуара пойдет волна «разрежения». Когда она дойдет до клапана, то вся жидкость в трубопроводе будет иметь скорость V, направленную к резервуару, а давление станет равным p (рис. 1.58*г*).

Если считать, что жидкость не отрывается от клапана, а полностью тормозится вначале непосредственно у клапана, а затем, растягиваясь, во всем трубопроводе, то в сторону резервуара будет двигаться волна разрежения. При этом давление будет уменьшаться до величины $p - \Delta p_{уд}$, а диаметр трубопровода станет меньше начального (рис. 1.58*д*).

Когда волна разрежения будет снова у резервуара, то весь трубопровод со сжавшимися стенками будет заполнен неподвижной жидкостью с давлением $p - \Delta p_{уд}$, которое меньше давления в резервуаре (рис. 1.58*е*). Поэтому от ре-

Справочник гидравлика

зервуара к клапану пойдет волна сжатия, давление за которой равно p, а скорость V. Диаметр трубопровода при этом будет принимать первоначальную величину (рис. 1.58*ж*). Когда волна сжатия дойдет до клапана, то первый цикл гидроудара закончится и начнется второй.

В соответствии со схемой протекания гидравлического удара (рис. 1.58) давление у крана будет изменяться во времени так, как показано на рис. 1.59*а*, а давление в середине трубопровода – как на рис. 1.59*б*. Длительность одного цикла гидроудара равна $\frac{4l}{a}$, а время, за которое волна сжатия пройдет от клапана до резервуара и в виде волны разрежения от резервуара до клапана $\tau = \frac{2l}{a}$, называется фазой гидроудара.

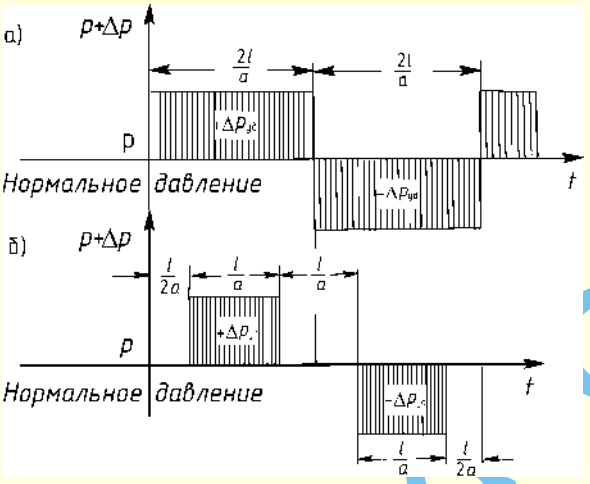


Рис. 1.59. Теоретические ударные диаграммы при прямом гидроударе:
а – у клапана; *б* – в середине задвижки

В действительности вследствие вязкости жидкости и диссипации энергии в стенках трубопровода величина $\Delta p_{уд}$ в каждом цикле будет уменьшаться, и произойдет постепенное затухание гидроудара.

Если волна разрежения приходит от резервуара к уже закрытому клапану, то гидроудар называется прямым (время закрытия клапана $t_{зк}$ меньше фазы τ), а если клапан еще закрылся не полностью ($t_{зк} > \tau$), то реализуется непрямой гидроудар и $\Delta p_{уд.н.} < \Delta p_{уд.п.}$ (см. рис. 1.60).

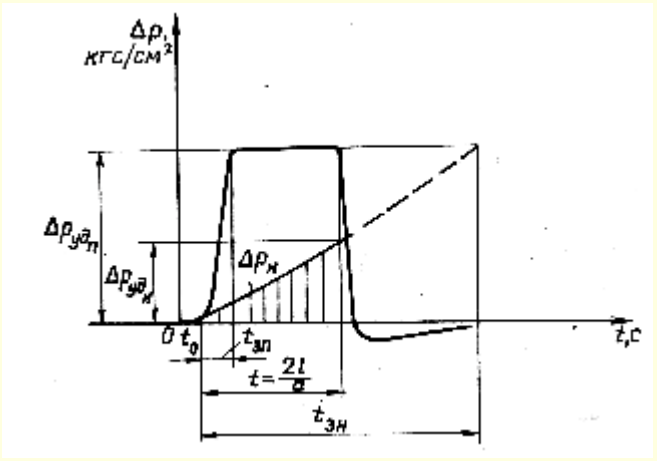


Рис. 1.60. Реальные ударные диаграммы для прямого и непрямого гидроударов

Формулы Н. Е. Жуковского для ударного давления и скорости распространения гидроудара

Н. Е. Жуковским были получены следующие формулы для ударного повышения давления $\Delta p_{уд}$ и скорости распространения гидроудара, которые приводятся здесь без вывода.

$$\Delta p_{уд} = \rho V a, \qquad (1.164)$$

где:

ρ – плотность жидкости;

V – средняя скорость движения жидкости в трубопроводе;

a – скорость распространения гидроудара

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + Kd/E\delta}}, \qquad (1.165)$$

где:

K – модуль объемного сжатия (расширения) жидкости;

E – модуль упругости материала стенок трубопровода;

d – диаметр трубопровода;

δ – толщина стенок трубопровода.

Если $E\delta \gg Kd$ (абсолютно твердая стенка), то скорость распространения гидроудара, как видно из формулы, совпадает со скоростью звука в жидкости (см. 1.19).

График зависимости скорости распространения гидроудара от величины $\frac{Kd}{E\delta}$ приведен на рис. 1.61 [724]. В таблице 1.34 приведены отношения $\frac{K}{E}$ для воды и некоторых материалов труб.

Таблица 1.34

Значение $\frac{K}{E}$ для различных материалов труб

Материал труб	$\frac{K}{E}$
Сталь	0,01
Чугун	0,02
Железобетон	0,065 – 0,09
Бетон	~0,1
Асбоцемент	0,11
Оргстекло	0,5 – 0,8
Полиэтилен	1 – 1,5
Резина	120 – 350

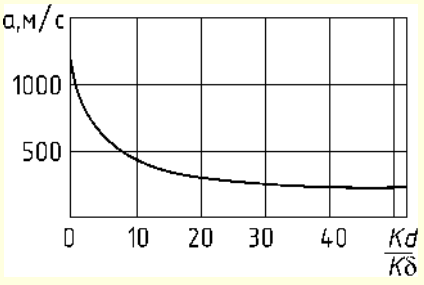


Рис. 1.61. Скорость распространения гидроудара в зависимости от величины $\frac{Kd}{E\delta}$

Справочник по гидравлике

Скорости распространения гидроудара могут быть значительно меньше, чем найденные по формуле (1.165) (могут составлять 50% и ниже расчетной).

Такое расхождение можно объяснить в первую очередь наличием в жидкости нерастворенного газа (воздуха), а также твердых частиц. Воздух и твердые частицы в воде изменяют ее модуль объемного сжатия K. Влияние воздуха и твердых частиц на a в трехфазном потоке можно учесть по формуле В. М. Алышева.

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{\left(1-\varepsilon_{нг}-\varepsilon_{вг}-\varepsilon_{тв}\right)+\frac{Kd}{E\delta}+\varepsilon_{нг}\frac{K}{kp}+\frac{a_1 K p_{ат} p_2}{p^2}+\varepsilon_{тв}\frac{K}{E}+\varepsilon_{тв}\frac{Kd}{E\delta}\left(\frac{\rho_{тв}}{\rho}-1\right)}},$$

где $\varepsilon_{нг}$ – объемное содержание нерастворенного газа (при давлении p);

$\varepsilon_{вг}$ – объемное содержание газа, выделившегося из жидкой фазы;

$\varepsilon_{тв}$ – объемное содержание твердой фазы;

k – показатель степени политропы;

$p_{ат}$ – атмосферное давление;

p_2 – давление, при котором происходит растворение газа в жидкости;

a_1 – коэффициент, зависящий от объема растворенного воздуха;

$E_{тв}$ – модуль упругости твердой фазы;

$\rho_{тв}$ – плотность твердой фазы.

Формула справедлива при $\varepsilon_{нг} \le 0{,}02 \div 0{,}03$. Величины $\varepsilon_{вг}$ и $\frac{a_1 K p_{ат} p_2}{p^2}$ в этой формуле учитывают процесс выделения растворенного газа, который происходит при $p \le p_2$. При $p > p_2$ эти величины не учитываются.

Способы смягчения и локализации гидравлического удара

Как отмечалось выше, при медленном закрывании клапана отраженная от резервуара волна возмущения успевает вернуться от него к еще не полностью закрытому клапану, и гидроудар будет значительно ослаблен (непрямой гидроудар).

При непрямом гидроударе повышение давления приближенно можно определять по формуле

$$\Delta p_{удн} = \Delta p_{удп}\frac{\tau}{t_{закр}}.$$

При $t_{закр.} \gg \tau$ повышения давления не будет ($\Delta p_{уд} \to 0$). Из сказанного следует, что запорные приспособления должны быть медленнодействующими. На практике обычно используются следующие способы смягчения гидроудара:

– установка воздушных колпаков *1* (с мембраной или без нее) перед задвижкой *2* (рис. 1.62) позволяет быстро погасить ударное давление, т. к. его энергия будет расходоваться на сжатие воздуха, находящегося в колпаке;

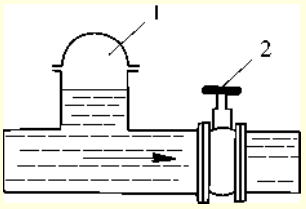


Рис. 1.62. Схема воздушного колпака

– установка противоударных клапанов, которые открываются при повышении давления в трубопроводе и сбрасывают часть жидкости.

Использование гидравлического удара [744]

Практически гидравлический удар используется для подъема воды с помощью гидравлического тарана (рис. 1.63). Вода по питающему трубопроводу 5 под малым напором h поступает в таран в количестве Q и через клапан 4 частично сливается наружу. При достижении некоторой скорости клапан захватывается током воды и захлопывается, течение резко останавливается, и возникает ударное повышение давления. Под воздействием этого давления открывается клапан 6, и вода поступает в воздушный колпак 3, сжимая имеющийся там воздух. Повышенное давление воздуха обеспечивает непрерывное течение воды в бачок 2 по напорному трубопроводу 1 в количестве q. Когда наступает фаза понижения давления, клапан 6 закрывается, а клапан 4 вновь открывает сброс воды, и все явление повторяется. Частота ударов клапана 4 обычно около 100 в минуту.

КПД тарана η не более 0,35–0,5, но ввиду использования фактически даровой энергии тараны выгодны. КПД тарана

$$\eta = \frac{qH}{Qh}.$$

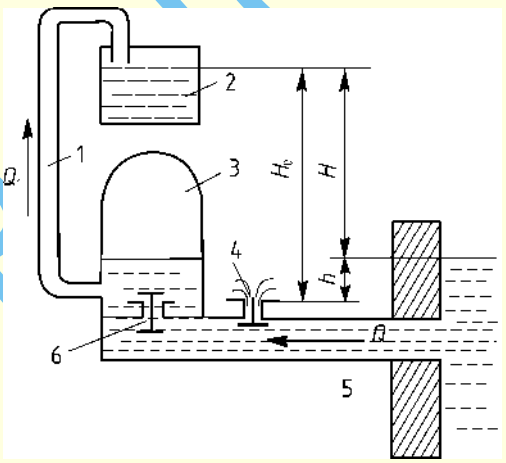


Рис. 1.63. Схема гидравлического тарана

1.6.2. Истечение жидкости через отверстия и насадки [663]

Истечение жидкости через отверстие с острыми кромками

Истечением называют движение жидкости через отверстия или короткие трубопроводы в пространство, заполненное газом или жидкостью. Знание законов истечения необходимо при расчете топливных форсунок и жиклеров, при определении времени опорожнения емкостей, при расчете элементов гидро- и пневмоавтоматики. Во всех этих задачах главным является определение скорости истечения и расхода жидкости.

На величину скорости и расхода существенное влияние оказывает форма отверстия, и порой небольшое изменение формы отверстия значительно влияет на скорость и расход.

Справочник по гидравлике

При этом, как бывает иногда, увеличение скорости при изменении формы отверстия может привести к уменьшению расхода. На первый взгляд это может оказаться парадоксальным, однако, как мы увидим, в этом ничего удивительного нет. Одной из особенностей явлений истечения является то, что площадь сечения вытекающей струи не всегда равна площади сечения отверстия. Происходит, как говорят, сжатие струи. Об этом всегда надо помнить, когда рассчитывается подобное отверстие.

При исследовании вопросов, связанных с истечением жидкостей из отверстий, исходят из уравнения Бернулли для реальной жидкости. Рассмотрим истечение жидкости из резервуара *A* (рис. 1.64) при постоянной высоте уровня, равной *H*, через отверстие, сделанное в тонком дне.

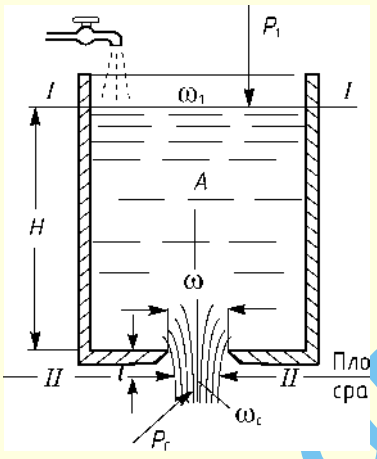


Рис. 1.64. Истечение из резервуара через отверстие в тонком дне

Благодаря влиянию формы сосуда и отверстия частицы жидкости в сечении отверстия движутся по непараллельным траекториям, вследствие чего непараллельны между собой и скорости частиц, находящихся в данном сечении. Это обусловливает уменьшение площади поперечного сечения струи по выходе из отверстия. На некотором (небольшом) расстоянии *l* от выходного отверстия происходит выправление траекторий движущихся частиц, и за указанным сечением частицы начинают двигаться почти параллельно. Площадь поперечного сечения сжатой струи ω_c в этом сечении может быть определена по формуле

$$\omega_c = \varepsilon\omega, \qquad (1.166)$$

где: ω – площадь поперечного сечения отверстия;

ε – коэффициент сжатия (сужения) струи, определяемый опытным путем.

Величина коэффициента сжатия зависит от характера сжатия, которое бывает полным и неполным, совершенным и несовершенным. Сжатие называется **совершенным**, если оно наблюдается при истечении через отверстия в тонком плоском дне, при котором боковые стенки сосуда влияния на сжатие не оказывают. Последнее имеет место, если стенки расположены на расстоянии *c* от отверстия, не меньшем утроенной длины соответствующей стороны отверстия (рис. 1.65, I).

Сжатие называется **несовершенным**, если сказывается влияние стенок (рис. 1.65, II).

Сжатие называется **неполным**, если около отверстия имеются с одной или нескольких, но не со всех, сторон направляющие стенки (рис. 1.65, III). Из этого следует, что неполное сжатие не может быть совершенным, т. е. что оно всегда несовершенное. Сжатие будет также несовершенным, если у отверстия снята фаска со стороны подхода жидкости. Благодаря этому отверстие уже нельзя считать как отверстие в тонком дне.

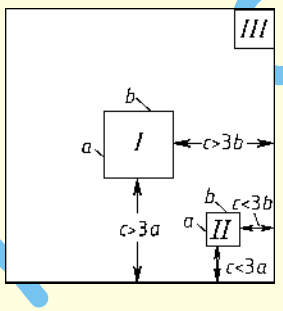


Рис. 1.65. К определению видов сжатия струи

Определим скорость истечения; для этого напишем уравнение Бернулли для двух сечений, в которых скорости движения частиц параллельны между собой.

За эти сечения примем (рис. 1.64) поверхность жидкости в резервуаре и сжатое сечение струи на расстоянии *l* от отверстия по выходе. За плоскость сравнения примем горизонтальную плоскость, проходящую через сжатое сечение струи. Итак,

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_c + \frac{p_c}{\gamma} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + h_w,$$

где член h_w учитывает потерю напора при перемещении жидкости от сечения *I–I* до сечения *II – II*, основную часть которого составляют местные потери напора в самом сливном устройстве. В данном случае скорость на поверхности жидкости в резервуаре примем равной нулю $V_1 = 0$,

$$z_1 = H + l;\ z_c = 0;\ h_w = \frac{\zeta V_c^2}{2g},$$

где ζ – коэффициент местных потерь в сливном устройстве, учитывающий потерю энергии вследствие различных гидравлических сопротивлений. Подставляя и пренебрегая *l*, которая намного меньше H, получим

$$V_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta}} \cdot \sqrt{2g\left(H + \frac{p_1 - p_c}{\gamma}\right)},$$

в котором

$$\frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta}} = \varphi \qquad (1.167)$$

называется **коэффициентом скорости**. Вводя обозначение φ, получим

$$V_c = \varphi\sqrt{2g\left(H + \frac{p_1 - p_c}{\gamma}\right)}. \qquad (1.168)$$

Назовем напором истечения (действующим напором)

$$H_0 = H + \frac{p_1 - p_c}{\gamma}. \qquad (1.169)$$

Справочник по гидравлике

Если не считаться с неравномерностью распределения скоростей в сечении сжатой струи, и, кроме того, пренебречь сопротивлением (т. е. $\alpha_c = 1$ и $\zeta = 0$), то $\varphi = 1$ и мы получаем теоретическое значение скорости истечения

$$V_{tc} = \sqrt{2gH_0}\,. \qquad (1.170)$$

Таким образом, коэффициент скорости учитывает влияние степени неравномерности распределения скоростей и гидравлического сопротивления в сжатом сечении струи на величину скорости истечения.

Как показывают опыты, величина коэффициента скорости для случаев истечения из отверстия в тонком дне в атмосферу колеблется в пределах от $\varphi = 0{,}994$ до $\varphi = 0{,}959$ (среднее значение 0,97).

Из этого, следует, что гидравлическими сопротивлениями, можно было бы пренебречь, т. е. принять $\zeta = 0$, а учитывать только степень неравномерности распределения скоростей.

Такой вывод можно сделать на следующем основании: если положить $\zeta = 0$, то из (1.167) имеем $\varphi = \dfrac{1}{\sqrt{\alpha_c}}$.

Как видно из этого уравнения, достаточно сравнительно небольшой неравномерности, определяющейся значением $\alpha_c = 1{,}012$ и $\alpha_c = 1{,}087$, чтобы получить указанные выше значения коэффициента скорости ($\varphi = 0{,}994$ и $\varphi = 0{,}959$).

Для определения расхода следует воспользоваться формулой

$$Q = \omega_c V_c.$$

Подставляя в нее $\omega_c = \varepsilon\,\omega$, $V_c = \varphi V_{tc}$, получим

$$Q = \varepsilon\,\varphi\,\omega V_{tc}.$$

Называя произведение коэффициента сжатия ε на коэффициент скорости φ **коэффициентом расхода** и обозначая его через μ

$$\mu = \varepsilon\varphi, \qquad (1.171)$$

получим

$$Q = \mu\omega V_t = \mu\omega\sqrt{2g\left(H + \frac{p_1 - p_c}{\gamma}\right)} = \mu Q_t, \qquad (1.172)$$

т. е. расход при истечении равен произведению коэффициента расхода на площадь поперечного сечения отверстия и теоретическую скорость, или произведению коэффициента расхода на теоретический расход

$$Q_t = \omega\sqrt{2g\left(H + \frac{p_1 - p_c}{\gamma}\right)}\,.$$

В частном случае, когда давление на поверхности жидкости в резервуаре равно атмосферному и истечение происходит в атмосферу, т. е. когда давление p_1 и p_c можно принять равными, выражения для скорости и расхода на основании (1.168) и (1.172) примут следующий вид:

$$V_c = \varphi\sqrt{2gH}\;; \qquad (1.173)$$

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}\,. \qquad (1.174)$$

Формулы (1.168) и (1.172) являются основными расчетными формулами при решении задач истечения.

Коэффициенты сжатия струи ε, скорости φ и расхода μ называются коэффициентами истечения.

В условиях совершенного сжатия процесс истечения происходит под действием сил тяжести, вязкости и поверхностного натяжения, которые учитываются (см. п. 1.4.3) соответственно (для круглого отверстия диаметром d):

числом Фруда $\mathrm{Fr} = \dfrac{V^2}{gd}$;

числом Рейнольдса $\mathrm{Re} = \dfrac{Vd}{\nu}$;

числом Вебера $\mathrm{We} = \dfrac{V^2\rho d}{\sigma}$.

Влияние поверхностного натяжения наглядно демонстрируют опыты, в которых вблизи вытекающей в атмосферу струи воды устанавливали открытый сосуд с эфиром. Эфир испарялся, поверхностное натяжение на поверхности струи уменьшалось, коэффициент сжатия струи заметно увеличивался. Соответственно расход также увеличивался.

А. Д. Альтшулем предложены следующие выражения для чисел Fr, Re, We:

$$\mathrm{Fr}_H = \frac{V^2}{gd} = \frac{2gH}{gd} = \frac{2H}{d};$$

$$\mathrm{Re}_H = \sqrt{2gH}\,\frac{d}{\nu};$$

$$\mathrm{We}_H = \frac{2gH\rho d}{\sigma},$$

т. е. в (1.173) принято $\varphi = 1$ и, следовательно, $V = V_t = \sqrt{2gH}$.

Такой вид выражений для Fr_H, Re_H и We_H удобнее, так как в них входят только известные величины и не входит расход Q, неизвестный до выполнения расчетов (в числа Fr, Re и We не входит $V = \dfrac{Q}{\omega}$). Коэффициенты расхода, скорости и сжатия в общем случае для отверстия с острой кромкой являются функциями чисел Рейнольдса, Фруда и Вебера.

Многочисленные экспериментальные исследования истечения через отверстия различных жидкостей позволили А. Д. Альтшулю установить, что коэффициенты расхода μ при истечении через незатопленные круглые малые отверстия практически не зависят от влияния сил тяжести и поверхностного натяжения (т. е. наступает область, практически автомодельная относительно чисел Fr и We) при соблюдении условий

$$\mathrm{Fr}_H = \frac{2H}{d} > 10,$$

т. е. при $\dfrac{H}{d} > 5$, и

$$\mathrm{We}_H = \frac{2gH\rho d}{\sigma} > 2500.$$

Полученные зависимости ε, φ и μ при совершенном сжатии от Re_H представлены на рис. 1.66.

Как видно, с увеличением Re_H до 10^5 коэффициент скорости φ растет; при дальнейшем увеличении Re_H значения φ могут считаться постоянными и равными $\varphi = 0{,}97$.

Коэффициент сжатия ε с ростом Re_H уменьшается, а при $\mathrm{Re}_H > 10^5$ коэффициент ε также может считаться постоянным и приниматься равным для совершенного сжатия 0,61 ÷ 0,64.

Справочник по гидравлике

Зависимость μ от Re_H более сложная. Вначале при небольших значениях Re_H коэффициент μ растет, достигает максимума, а затем уменьшается, приближаясь при больших Re_H к постоянному значению, приблизительно равному 0,6.

При $Re_H > 10^5$ можно считать, что для круглого отверстия μ не зависит от числа Re_H (наступает автомодельный режим относительно Re_H). Точнее, μ перестает зависеть от Re_H при $Re_H > 3\ 10^5$. В этих условиях μ = 0,6 ÷ 0,62.

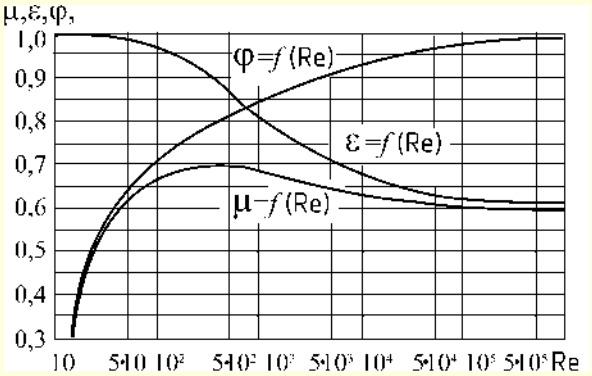


Рис. 1.66. Зависимость коэффициентов истечения от числа Re_H

Коэффициенты расхода для малых квадратных и прямоугольных отверстий несколько отличаются от μ для круглых отверстий.

Коэффициенты расхода квадратных отверстий при $Re_R > 2{,}5\cdot10^3$ могут быть найдены по формуле Ю. А. Скобельцына, полученной в результате обработки опытных данных

$$\mu_{кв} = \frac{1}{1{,}666 - 450 / Re_R}.$$

При $Re_R > 4\cdot10^4$ коэффициент $\mu_{кв}$ практически не зависит от Re_R и равен 0,6.

Коэффициенты расхода прямоугольных отверстий при $Re_R > 5\cdot10^3$ определяются также по эмпирической формуле Ю. А. Скобельцына

$$\mu_{пр} = \frac{1}{1{,}62 - 630 / Re_R}.$$

При $Re_R > 2\cdot10^5$ наступает автомодельность и $\mu_{пр}$ перестает зависеть от Re_R, в этих условиях $\mu_{пр} = 0{,}62$.

Следует обратить внимание на то, что в приведенных формулах число Рейнольдса определено по гидравлическому радиусу отверстия $Re_R = \sqrt{2gH}\,\frac{R_г}{\nu}$.

Неполное и несовершенное сжатие. При неполном сжатии коэффициент расхода $\mu_{неп}$ больше, чем μ при полном сжатии. Это увеличение отражено в эмпирической формуле, по которой определяется $\mu_{неп}$ при больших значениях Re:

$$\mu_{неп} = \mu\left(1 + k\frac{p'}{p}\right),$$

где μ – коэффициент расхода при полном сжатии; p – периметр всего отверстия; p' – длина той части периметра, на которой сжатие отсутствует; k – коэффициент, равный 0,13 для круглых и 0,15 для прямоугольных отверстий.

При полном, но несовершенном сжатии коэффициент расхода $\mu_{нес}$ также больше, чем коэффициент расхода при совершенном сжатии μ, и определяется по эмпирической формуле

$$\mu_{нес} = \mu\left[1 + 0{,}64\left(\frac{\omega}{\Omega}\right)^2\right],$$

где ω и Ω – площади соответственно отверстия и стенки, в которой выполнено отверстие.

Истечение при постоянном уровне из затопленного отверстия

Для определения скорости и расхода при истечении из затопленного отверстия (рис. 1.67) можно пользоваться уравнением (1.168) в следующем его виде:

$$V = \varphi\sqrt{2g\left(H_1 + \frac{p_1 - p_0}{\gamma}\right)} \qquad (1.175)$$

и уравнением (1.172) в виде

$$Q = \mu\omega\sqrt{2g\left(H_1 + \frac{p_1 - p_0}{\gamma}\right)}, \qquad (1.176)$$

где φ – коэффициент скорости;

μ – коэффициент расхода;

H_1 – глубина погружения центра тяжести отверстия под поверхностью жидкости в расходном резервуаре;

p_1 – давление на поверхности жидкости в расходном резервуаре;

$p_0 = p_2 + \gamma H_2$ – давление на уровне центра тяжести отверстия (при этом полагается, что скорость жидкости после прохода отверстия практически уменьшается до нуля, и давление в заполняемом резервуаре определяется по законам гидростатики);

p_2 – давление на свободной поверхности в заполняемом резервуаре;

H_2 – глубина погружения центра тяжести отверстия под поверхностью жидкости в заполняемом резервуаре.

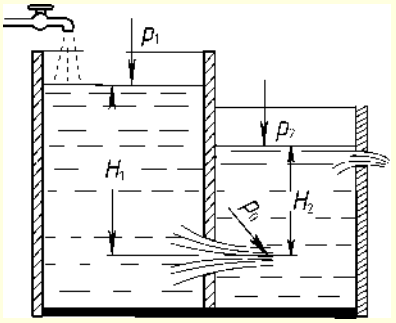


Рис. 1.67. Истечение из затопленного отверстия при постоянных уровнях жидкости в резервуарах

Истечение через незатопленные короткие трубки (насадки)

Насадками называются присоединенные к отверстию короткие трубки определенной длины. При истечении в газовую среду насадок будет называться **незатопленным**.

Внешним цилиндрическим насадком (насадком Вентури) называется прямая цилиндрическая трубка длиной $l = (3\div4)d$, присоединенная под прямым углом с внешней

Справочник по гидравлике

стороны резервуара к отверстию того же диаметра (рис. 1.68).

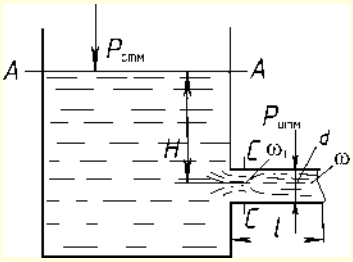


Рис. 1.68. Истечение жидкости через внешний цилиндрический насадок

При входе в такую короткую трубку кривизна линий тока (траекторий) значительна, благодаря чему во входной части трубки происходит сжатие потока. Площадь сжатого сечения равна ω_c. За сжатым сечением следует расширение потока до заполнения всего поперечного сечения насадка. Между транзитной струей и стенкой насадка образуется кольцевая вихревая водоворотная зона.

Содержащийся в воде воздух и выделившиеся из жидкости пары, зажатые в водоворотной зоне, довольно быстро уносятся транзитным (поступательно движущимся) потоком. В этой зоне понижается давление, создается вакуум. Значение вакуума, как будет показано ниже, зависит от скорости движения жидкости или, в конечном счете, от напора.

Значение вакуума по длине водоворотной зоны изменяется: увеличиваясь от входа, достигает максимума в сжатом сечении, а затем уменьшается до нуля примерно в конце водоворотной зоны.

Если в створе сжатого сечения к насадку присоединить жидкостный вакуумметр (рис. 1.69), то вакуумметрическая высота, определяемая по высоте поднятия жидкости в трубке прибора, будет равна $h_{вак} = \frac{p_{ат} - p_c}{\gamma}$.

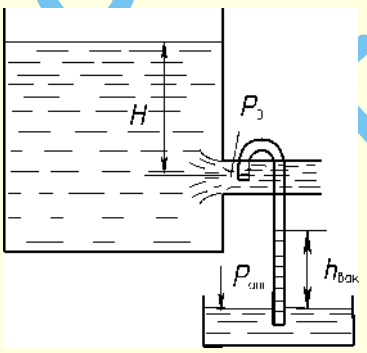


Рис. 1.69. Схема измерения вакуума в насадке жидкостным вакуумметром

В связи с наличием вакуума действующий напор увеличивается на значение вакуума в сжатом сечении. Скорость в сжатом сечении увеличивается по сравнению с истечением через отверстие с острой кромкой. Насадок как бы «подсасывает» жидкость.

В то же время в насадке происходят и дополнительные по сравнению с отверстием с острой кромкой потери напора, связанные с внезапным расширением струи за сжатым сечением. Соотношение влияния «подсасывания» и указанных дополнительных потерь напора на пропускную способность и определяет степень изменения расхода через насадок по сравнению с отверстием.

Из уравнения Бернулли (1.108), записанного для сечений на поверхности жидкости *A–A* и в струе на выходе из насадка (рис. 1.68), считая $z_A = H$, давления в сечении *A–A* и на выходе из насадка одинаковыми и равными атмосферному, коэффициенты кинетической энергии $\alpha_A = \alpha = 1$ и пренебрегая скоростным напором в сечении *A–A*, равным $\alpha_A \frac{V_A^2}{2g}$, получим

$$H = (1 + \Sigma\zeta)\frac{V^2}{2g},$$

где V – скорость в выходном сечении насадка.

В рассматриваемом случае сопротивление e движению жидкости состоит из сопротивления при сужении, аналогичном сопротивлению в отверстии с острой кромкой в стенке резервуара, и сопротивления при внезапном расширении струи от площади сжатого сечения ω_c до площади на выходе из насадка ω.

Обозначим коэффициент сопротивлений при истечении через отверстие с острой кромкой через ζ_0, тогда

$$\zeta_{цн} = \Sigma\zeta = \zeta_0 + \zeta_{в.р} = \zeta_{вх};$$

при этом целесообразно все коэффициенты сопротивлений отнести к скорости V в выходном сечении насадка.

Подсчитаем численные значения коэффициентов сопротивлений при достаточно больших значениях числа Re. Коэффициент ζ_0, отнесенный к скорости в сжатом сечении V_c, равен 0,06. С учетом $\frac{V}{V_c} = \frac{\omega_c}{\omega} = 0{,}61 \div 0{,}64$, если отнести, как указывалось, ζ_0 к V, получим

$$\zeta_0 = 0{,}06\left(\frac{\omega_c}{\omega}\right)^2 = 0{,}16 \div 0{,}146.$$

При внезапном расширении струи в насадке от ω_c до ω, приняв $\frac{\omega_c}{\omega} = \varepsilon = 0{,}61 \div 0{,}64$, получим из (1.161)

$$\zeta_{в.р} = \left(\frac{\omega}{\omega_c} - 1\right)^2 = 0{,}40 \div 0{,}32.$$

Коэффициентом сопротивления при входе в насадок является сумма коэффициентов сопротивлений на сужение и на расширение струи внутри насадка, равная при средних значениях

$$\zeta_{цн} = \zeta_0 + \zeta_{в.р} \approx 0{,}5.$$

Тогда

$$V_{ц.н} = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_{цн}}}\sqrt{2gH} = \varphi_{цн}\sqrt{2gH}\ .$$

При $\zeta_{ц.н} = 0{,}5$ коэффициент скорости $\varphi_{ц.н} = 0{,}82$.

Для внешнего цилиндрического насадка

$$\mu_{ц.н} = \varepsilon\varphi_{ц.н} = \varphi_{ц.н},$$

так как сжатия потока на выходе из насадка нет, т. е. $\varepsilon = 1$.

Опыты показали, что максимальные значения коэффициента расхода соответствуют длине насадка $l = (3 \div 4)d$, когда потерями по длине можно пренебречь.

Справочник по гидравлике

При увеличении длины короткой трубки по сравнению с $l = (3 \div 4)d$ следует учитывать наряду с другими рассмотренными видами потерь и потери по длине, т. е.

$$\Sigma\zeta = \zeta_0 + \zeta_{в.р} + \zeta_{дл} = \zeta_{вх} + \frac{\lambda l}{d},$$

где λ – коэффициент Дарси (коэффициент трения).

Естественно, коэффициент расхода $\mu = \dfrac{1}{\sqrt{1+\zeta_{вх}+\lambda\dfrac{l}{d}}}$ уменьшается.

При некоторой относительной длине трубки $\frac{l}{d}$ коэффициент расхода при истечении через нее равен коэффициенту расхода при истечении через малое отверстие с острой кромкой μ_0. Эта длина составляет

$$\frac{l}{d} = \frac{\dfrac{1}{\mu_0^2} - 1 - \zeta_{вх}}{\lambda}.$$

При $\mu_o = 0{,}6$ и $\lambda = 0{,}02$ получим $\frac{l}{d} \approx 60$, при том же значении μ_0 и $\lambda = 0{,}05$ получим $\frac{l}{d} \approx 25$.

Коэффициенты расхода внешнего цилиндрического насадка $\mu_{ц.н}$ в общем случае зависят от числа Рейнольдса, Фруда, Вебера, относительной длины, конструктивных особенностей и относительной шероховатости проточной части насадка. Влиянием сил поверхностного натяжения и сил тяжести на коэффициенты расхода рассматриваемых насадков можно пренебречь при $We_н > 200$ и $Fr_н > 10$.

Для насадка с острыми входными кромками и $l = (3 \div 4)d$ получены следующие опытные данные: при $Re_н$ равным 10^3; $5 \cdot 10^3$; $\geq 10^4$ соответственно $\mu_{ц.н}$ равняется 0,73; 0,8; 0,82.

Итак, при истечении через внешний цилиндрический насадок коэффициент расхода $\mu_{ц.н}$ на 32% больше, чем μ_0 (отверстие с острой кромкой), при достаточно больших Re и прочих равных условиях.

При необходимости увеличить расход через отверстие достаточно присоединить к внешней стенке резервуара цилиндрический насадок.

Если внешний цилиндрический насадок присоединен к стенке резервуара не под прямым углом (рис. 1.70), то коэффициент сопротивления на входе для такого насадка определяется по формуле $\zeta_{вх} = 0{,}5 + 0{,}303\ sin\theta + 0{,}226 sin^2\theta$.

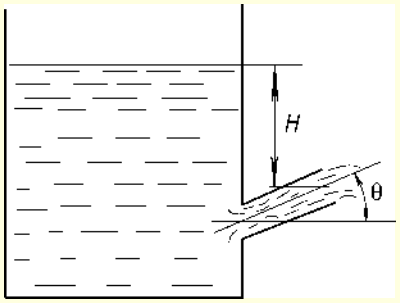


Рис. 1.70. Истечение через насадок, присоединенный под углом к стенке

Все приведенные выше данные относятся к совершенному сжатию на входе в насадок. Для внешних цилиндрических насадков коэффициент расхода при несовершенном сжатии, так же как и для отверстий, больше, чем при совершенном сжатии.

В ряде случаев вход в цилиндрический насадок выполняют или в виде скругленных кромок, или в форме усеченного конуса (конусный вход). При этом тот и другой вид входа занимает лишь часть длины насадка. Создание таких комбинированных насадков приводит к увеличению коэффициентов расхода в связи с лучшими условиями движения на входе и с соответственным уменьшением $\zeta_{вх.}$.

Вакуум во внешнем цилиндрическом насадке

Найдем выражение для вакуума в сжатом сечении при истечении через внешний цилиндрический насадок в атмосферу. Составив уравнение Бернулли для сечения *A–A* и *C–C* (рис. 1.68), получим, пренебрегая $\alpha_A \frac{V_A^2}{2g}$,

$$H + \frac{p_{ат}}{\gamma} = \frac{p_c}{\gamma} + \alpha_c \frac{V_c^2}{2g} + h_{вх}.$$

Заменим

$$V_c^2 = \frac{V^2}{\varepsilon_0^2};\ h_{вх} = \zeta_0 \frac{V_c^2}{2g} = \frac{\zeta_0}{\varepsilon_0^2} \cdot \frac{V^2}{2g},$$

где $V = V_{ц.н}$ – скорость в выходном сечении внешнего цилиндрического насадка. Тогда

$$\frac{p_{ат} - p_c}{\gamma} = \frac{V^2}{2g}\left(\frac{\alpha_c}{\varepsilon_0^2} + \frac{\zeta_0}{\varepsilon_0^2}\right) - H.$$

Учитывая, что из (1.173) $\frac{V^2}{2g} = \varphi_{цн}^2 H$, запишем

$$\frac{p_{ат} - p_c}{\gamma} = h_{вак} = \left(\varphi_{цн}^2 \frac{\alpha_c + \zeta_0}{\varepsilon_0^2} - 1\right) H.$$

Приняв $\alpha_c = 1$ и подставив известные уже значения $\varphi_{ц.н} = 0{,}82$, $\zeta_0 = 0{,}06$ и $\varepsilon_0 = 0{,}64$ (для сжатого сечения), получим значение вакуума во внешнем цилиндрическом насадке при истечении жидкости в атмосферу

$$h_{вак} = \frac{p_{ат} - p_c}{\gamma} \approx 0{,}75\ H. \qquad (1.177)$$

Предельное (из физических соотношений) значение вакуума ограничено возможным наименьшим давлением в сжатом сечении, которое при условии отсутствия разрыва сплошности жидкости не должно быть меньше давления насыщенных паров жидкости $p_{н.п}$ (или упругости паров жидкости) при температуре в условиях истечения (табл. 1.23). Поэтому для воды $t = 20$ °С можно получить предельное значение вакуумметрической высоты, соответствующей максимально возможному вакуумметрическому давлению,

$$h_{вак} = \frac{p_{ат} - p_{н.п}}{\gamma} = 9{,}7\ м,$$

а с учетом (1.177) – критическое значение напора для внешнего цилиндрического насадка

$$H_{кр} \approx 1{,}3 \cdot \frac{p_{ат} - p_{н.п}}{\gamma} \approx 13\ м.$$

Справочник по гидравлике

При напорах, близких к $H_{кр}$, возможно появление кавитации и нарушение сплошности потока.

Практически при истечении воды в атмосферу и $h_{вак} \approx 8{,}0$ м начинается поступление воздуха через выходное сечение, жидкость частично или полностью отрывается от стенок, т. е. происходит срыв вакуума и переход к истечению из отверстия. Соответственно коэффициент расхода уменьшается и насадок теряет свои преимущества в пропускной способности по сравнению с отверстием в тонкой стенке.

Исходя из описанного явления, считают, что допустимое значение вакуума в рассматриваемом насадке соответствует вакуумметрической высоте $h_{вак.доп} = 8$ м.

Практически принимаемое значение предельного напора, при котором $h_{вак}$ не превысит $h_{вак.доп} = 8$ м, т. е. насадок будет устойчиво работать с полностью заполненным сечением, равно

$$H_{пр.доп} = \frac{h_{вак.\,доп}}{0{,}75} \cong 10{,}7 \text{ м}.$$

Таким образом, при проектировании гидротехнических сооружений и устройств, работающих по типу внешних цилиндрических насадков, следует предусматривать максимальные напоры не более 10,7 м. На практике иногда в водоворотную область по специальным воздухопроводам подают воздух, находящийся под атмосферным давлением, для обеспечения устойчивой работы и для уменьшения возможной вибрации конструкций. Естественно, коэффициент расхода при этом уменьшается, но надежность работы сооружения повышается.

Истечение через внешний затопленный цилиндрический насадок

Для случая истечения через внешний затопленный цилиндрический насадок (рис. 1.71) применим уравнение Бернулли к сечениям *A–A* и *B–B*. Сечение *B–B* нормально к направлению вытекающего потока, горизонтальная плоскость сравнения проходит по оси насадка. Пренебрегая скоростными напорами в сечениях, получим

$$z_1 = z_2 + \Sigma\zeta \frac{V^2}{2g}.$$

Отсюда

$$V = \varphi\sqrt{2gz}, \qquad (1.178)$$

где $z = H = z_1 - z_2$.

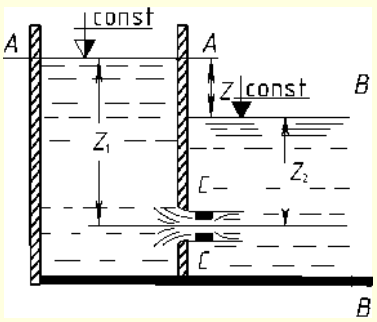


Рис. 1.71. Истечение через внешний затопленный цилиндрический насадок

Расход определяется по (1.174). Значения коэффициентов расхода при истечении через затопленный и незатопленный насадки принимаются равными. Найдем выражение для значения вакуума в сжатом сечении затопленного внешнего цилиндрического насадка, используя уравнение Бернулли. Выберем сечения *A–A* и *C–C*, горизонтальная плоскость сравнения проходит по оси насадка. Имеем

$$z_2 + z + \frac{p_{ат}}{\gamma} = \frac{p_c}{\gamma} + \frac{\alpha_c V_c^2}{2g} + h_{вх.}$$

Заменим

$$V_c^2 = \frac{V^2}{\varepsilon_0^2}; \; h_{вх} = \zeta_0 \frac{V_c^2}{2g} = \frac{\zeta_0}{\varepsilon_0^2} \cdot \frac{V^2}{2g},$$

тогда

$$\frac{p_{ат} - p_c}{\gamma} = \frac{V^2}{2g}\left(\frac{\alpha_c}{\varepsilon_0^2} + \frac{\zeta_0}{\varepsilon_0^2}\right) - z - z_2.$$

Учитывая, что из (1.178) $\frac{V^2}{2g} = \varphi^2 z$, получаем

$$\frac{p_{ат} - p_c}{\gamma} = \left(\varphi^2 \frac{\alpha_c + \zeta_0}{\varepsilon^2} - 1\right) z - z_2.$$

Подставив $\alpha_c = 1$; $\varphi = \varphi_{ц.н} = 0{,}82$; $\zeta_0 = 0{,}06$ и $\varepsilon_0 = 0{,}64$, получим значение вакуума в затопленном внешнем цилиндрическом насадке

$$h_{вак} \approx 0{,}75z - z_2. \qquad (1.179)$$

Истечение через внутренний цилиндрический насадок

Цилиндрический насадок, установленный внутри резервуара, называется внутренним цилиндрическим насадком или насадком Борда. При $l < 3d$ (обозначения прежние) струя вытекает через насадок, не касаясь его стенок (рис. 1.72*а*). При этом коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивлений имеют следующие значения (для $Re > 10^4$): $\mu = 0{,}51$; $\varphi = 0{,}97$; $\varepsilon = 0{,}53$; $\zeta = 0{,}06$.

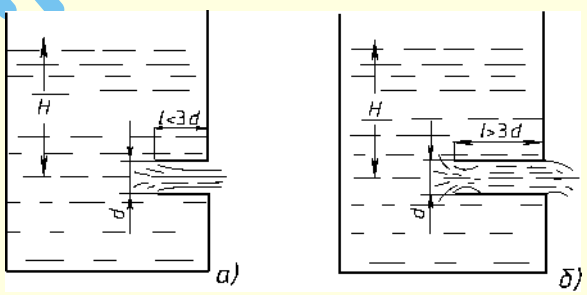


Рис. 1.72. Истечение через внутренний цилиндрический насадок

По сравнению с истечением через отверстие в тонкой стенке здесь происходит более заметное сжатие и коэффициент расхода получается меньшим.

Работающий полным сечением (заполненный) внутренний насадок [$l > 3d$ (рис. 1.72*б*)] характеризуется при $Re > 10^4$ следующими коэффициентами: $\mu = \varphi = 0{,}71$; $\zeta = 1$; на выходе из насадка $\varepsilon = 1$.

Для обоих случаев приведенные данные соответствуют совершенному сжатию при входе в насадок. Кроме того, значения μ несколько зависят от относительной толщины стенки насадка $\frac{\delta}{d}$.

Справочник по гидравлике

Истечение через нецилиндрические насадки

Сходящиеся насадки. Насадок, имеющий форму усеченного конуса, сходящегося по направлению к выходному отверстию, называется **коническим** (круглого сечения) **сходящимся насадком** (рис. 1.73*а*). В водомерных устройствах на каналах мелиоративных систем применяются также сходящиеся насадки с квадратным и прямоугольным поперечным сечениями.

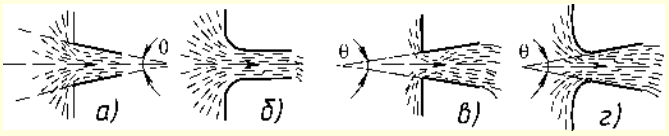


Рис. 1.73. Нецилиндрические насадки

Опытные данные показывают, что при изменении угла конусности θ изменяются и коэффициенты μ, φ и ε (рис. 1.74).

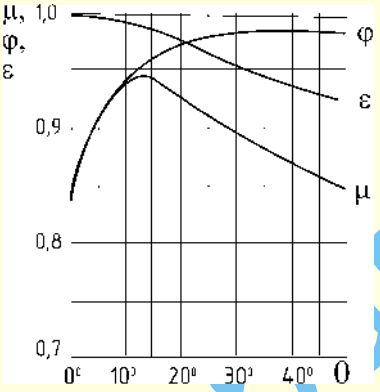


Рис. 1.74. Зависимость коэффициентов истечения от угла конусности насадка

Но если коэффициент μ достигает максимального значения, равного 0,946 при θ = 13,4°, а затем уменьшается, то коэффициент скорости φ непрерывно растет и при θ = 49° равен 0,984. Сжатие струи, происходящее при выходе из насадка, оценивается коэффициентом ε = 0,98 при θ = 13,4°.

Увеличение угла конусности приводит к уменьшению потерь на расширение струи после сжатия в пределах насадка. При углах θ = 13÷14° эти потери практически ничтожны, так как в этом случае ω_c примерно равна площади ω на выходе из насадка.

Соответственно коэффициент μ достигает максимума при θ = 13,4°. При дальнейшем увеличении θ сжатие на выходе из насадка увеличивается, коэффициент ε уменьшается. В таких условиях μ уменьшается.

Выходящая из конического насадка струя характеризуется большой кинетической энергией, в связи с чем эти насадки применяются в соплах турбин, в гидромониторах и пожарных брандспойтах.

Сходящиеся водомерные насадки устанавливаются на мелиоративных каналах (рис. 1.75). Поперечное сечение насадков может быть круглым, квадратным или прямоугольным. Истечение происходит через затопленный насадок. Длина круглого и квадратного насадков составляет 2*d* или 2*a*, прямоугольного насадка – 3*a*, где *d* и *a* – диаметр и сторона (для прямоугольника – его высота) выходного сечения соответственно.

Для насадка с круглым поперечным сечением μ = 0,95; для квадатного и прямоугольного насадков μ = 0,925 при θ = 26°.

Коноидальные насадки (рис. 1.73*б*) имеют сложную форму. Вход выполняется в форме вытекающей через отверстие струи, а выходной участок – цилиндрическим. За счет этого сжатие струи на выходе из насадка отсутствует, ε = 1. Коэффициенты μ = φ = 0,97÷0,98 при достаточно больших числах Re.

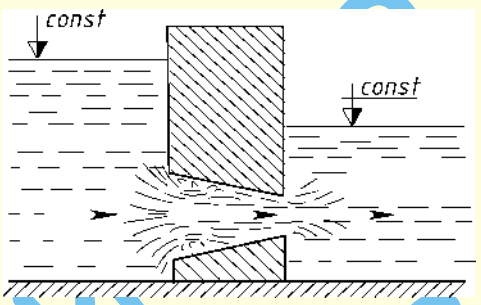


Рис. 1.75. Сходящиеся водомерные насадки

Расходящиеся насадки (рис. 1.73*в*, *г*). Расходящаяся форма насадка способствует отрыву потока от стенок насадка. Вакуум в сжатом сечении расходящегося насадка больше, чем в сжатом сечении внешнего цилиндрического насадка. С увеличением угла конусности θ растет и вакуум. По этим соображениям принимают θ = 5÷7°, а предельный напор меньшим, чем у внешнего цилиндрического насадка, чтобы обеспечить работу расходящегося насадка без срыва вакуума, т. е. полным сечением.

Сжатия струи в выходном сечении нет, ε = 1, поэтому μ = φ.

При θ = 5÷7° и острой кромке входного отверстия применительно к формуле

$$Q = \mu\omega_{вых}\sqrt{2gH}$$ рекомендуется μ = φ ≈ 0,45.

Если к отверстию в тонкой стенке присоединить внешний цилиндрический или расходящийся насадки, то во втором случае при прочих одинаковых условиях расход будет значительно больше. При этом за расходящимся насадком скорость и кинетическая энергия струи будут меньше.

Такие насадки применяются при необходимости пропустить относительно большой расход при малых скоростях на выходе или в устройствах, когда необходимо достичь значительного вакуума (водоструйные насосы, гидроэлеваторы и т. п.). Как правило, отсасывающие трубы гидравлических турбин также представляют собой расходящиеся насадки.

При соединении выходной части, выполненной по форме струи с расходящимся коническим насадком, можно получить наиболее возможное увеличение расхода.

Сравнение гидравлических характеристик отверстий и насадков

При проектировании конструкций, в которых происходит истечение через отверстия и насадки, необходимо сравнивать различные водопропускные устройства по проходящему через них расходу и кинетической энергии, соответствующей этому расходу.

Известно, что при незатопленных отверстиях и насадке

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gH}$$ и $$V = \varphi\sqrt{2gH}$$.

Справочник гидравлика

Кинетическая энергия проходящего в единицу времени количества жидкости

$$\frac{\dot{m}V^2}{2} = \frac{\rho Q V^2}{2} = \rho g \mu \varphi^2 \omega H \sqrt{2gH} .$$

Тогда при равенстве площадей ω и напоров H расход зависит от μ, а кинетическая энергия от $\mu\varphi^2$, что и учитывают при сравнении водопропускных элементов. Усредненные данные этих параметров для больших чисел Re сведены в табл. 1.35.

Таблица 1.35

Сравнение гидравлических характеристик отверстий и насадков [663]

Отверстие и насадок	φ	μ	$\mu\varphi^2$	$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1$
Отверстие в тонкой стенке	0,97	0,62	0,583	0,06
Внешний цилиндрический насадок	0,82	0,82	0,551	0,49
Конический сходящийся насадок (θ = 13°)	0,97	0,95	0,894	0,06
Коноидальный насадок	0,97	0,97	0,913	0,06
Конический расходящийся насадок (данные отнесены к выходному сечению)	0,45	0,45	0,091	3,94

Проведем сравнение при равенстве ω и H во всех случаях. Наибольшая скорость истечения, как видно из табл. 1.35, обеспечивается при истечении через отверстие в тонкой стенке, через сходящийся и коноидальный насадки. Максимальная пропускная способность наблюдается при истечении через расходящийся и коноидальный насадки.

Расход при истечении через внешний цилиндрический насадок больше, чем через отверстие в тонкой стенке, но вытекающая через отверстие струя обладает большей кинетической энергией, чем при истечении через внешний цилиндрический насадок.

Из всех сравниваемых устройств коноидальный насадок характеризуется максимальной кинетической энергией струи.

Расходящиеся насадки обеспечивают минимальные значения скорости и кинетической энергии струи.

Наибольшее значение ζ – у конического расходящегося насадка.

Расчет времени слива жидкости из емкости

При сливе жидкости из емкости истечение будет происходить при переменном напоре, и движение жидкости будет неустановившимся. Однако, если площадь сливного отверстия невелика по сравнению с площадью свободной поверхности $\omega \ll \Omega$ (рис. 1.76), то уровень жидкости в емкости будет меняться медленно, движение жидкости в каждый момент времени можно считать установившимся и использовать полученные выше формулы для истечения при постоянном напоре.

По закону сохранения массы для промежутка времени dt имеем

$$Q dt = -\Omega(z) dz, \qquad (1.180)$$

где Q – расход в тот момент, когда площадь свободной поверхности жидкости равна $\Omega(z)$. Знак минус поставлен потому, что при $dt > 0$ приращение $dz < 0$.

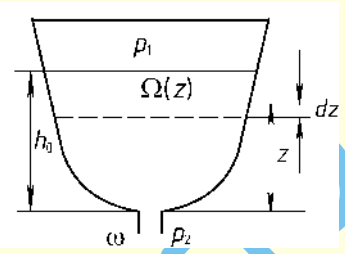


Рис. 1.76. Схема для расчета слива жидкости из емкости

Из (1.180) получим

$$t = -\int_{h_0}^{h} \frac{\Omega(z) dz}{Q}, \qquad (1.181)$$

где: h_0 – начальный уровень жидкости в емкости;

h – уровень жидкости, до которого сливается жидкость за время t.

Как было сказано выше, расход Q можно определять, считая, что истечение происходит при постоянном напоре, равном напору в рассматриваемый момент времени

$$Q = \mu\omega \sqrt{2g\left(z + \frac{p_1 - p_2}{\gamma}\right)} .$$

Подставив это выражение в (1.181) и положив $h = 0$, получим формулу для определения времени слива жидкости из емкости

$$t = \frac{1}{\mu\omega\sqrt{2g}} \frac{\int_0^{h_0} \Omega(z) dz}{\sqrt{z + \frac{p_1 - p_2}{\gamma}}} . \qquad (1.182)$$

Приведем пример использования формулы (1.182) для случая, когда емкость представляет собой цилиндр, ось которого расположена вертикально, а давления p_1 и p_2 равны. В этом случае Ω не зависит от z и из (1.182) имеем

$$t = \frac{\Omega \int_0^{h_0} \frac{dz}{\sqrt{z}}}{\mu\omega\sqrt{2g}} .$$

Умножив числитель и знаменатель на $\sqrt{h_0}$, получим выражение

$$t = \frac{2\Omega h_0}{\mu\omega\sqrt{2gh_0}} ,$$

из которого видно, что в данном случае из-за переменности напора время опорожнения емкости возрастает в два раза ($2\Omega h_0 = 2W$ – двойной объем емкости) по сравнению с истечением при постоянном напоре ($\mu\omega\sqrt{2gh_0}$ – расход при постоянном напоре h_0, т. е. расход в начальный момент времени $Q_{нач}$). Запишем последнюю формулу в виде

$$t = \frac{2W}{Q_{нач}} .$$

Справочник по гидравлике

Аналогичные формулы для времени опорожнения можно получить из (1.182) для других емкостей, выполняя интегрирование, если известен закон изменения $\Omega(z)$. Приведем без вывода окончательные выражения для определения времени полного слива жидкости из

– цилиндрической емкости, расположенной горизонтально,

$$t = \frac{1{,}7W}{Q_{\text{нач}}}$$

– и шаровой емкости

$$t = \frac{1{,}6W}{Q_{\text{нач}}}$$

Истечение сжимаемого газа

При истечении в атмосферу газа (пара, …, воздуха) под высоким давлением происходит резкое изменение объема этого газа. В этом случае необходимо учесть его сжимаемость. Пренебрегая потерями в насадке, из которого происходит истечение совершенного газа, и влиянием веса газа, можно определить скорость адиабатического истечения по формуле Сен-Венана–Венцеля:

$$V = \sqrt{2g\frac{k}{k-1}\frac{p_0}{\gamma_0}\left[1-\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}\ \text{[м/с]} \qquad (1.183)$$

или

$$V = \sqrt{2\frac{k}{k-1}RT_0\left[1-\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}\ \text{[м/с]}, \qquad (1.184)$$

где V – скорость потока газа в самом узком сечении насадка, м/сек;

p_0 и p_1 –давление, под действием которого происходит истечение (до узкого сечения насадка), и давление среды, куда происходит истечение (например, атмосферы), соответственно, Па;

T_0 – абсолютная температура газа перед узким сечением насадка, K;

γ_0 – удельный вес газа при давлении p_0 и температуре T_0, Н/м^3;

R – газовая постоянная, Дж/кг;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ – показатель адиабаты (значения k см. табл. (1.36));

c_p, c_v – средняя теплоемкость газов при постоянном давлении и постоянном объеме соответственно, Дж/(кг · K).

При уменьшении p_1 скорость истечения возрастает до тех пор, пока это давление становится равным критическому давлению

$$p_{\text{крит}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_0.$$

Когда давление p_1 становится равным $p_{\text{крит}}$, скорость в узком сечении ω_1 насадка получается равной скорости распространения звука в данной среде.

Таблица 1.36

Удельный вес сухого газа при 0 °С и 1 *ата* и теплоемкость 1 *кг* сухого газа при 20 °С [272]

Наименование газов	Химическая формула	Удельный вес γ, кГ/м^3	Относительный вес (удельный вес воздуха равен 1,0)	C_p	C_v	k
Азот	N_2	1,2507	0,9672	0,250	0,178	1,40
Аммиак	NH_3	0,7710	0,5962	0,530	0,400	1,29
Аргон	Ar	1,7820	1,3781	0,127	0,077	1,66
Ацетилен	C_2H_2	1,1710	0,9056	0,402	0,323	1,25
Бензол	C_6H_6	3,4840	2,6950	0,299	0,272	1,10
Бутан (нормальный)	C_4H_{10}	2,6730	2,0672	0,458	0,414	1,11
Изобутан	C_4H_{10}	2,6680	2,0633	0,390	–	–
Воздух		1,2930	1,0000	0,241	0,172	1,40
Водород	H_2	0,0899	0,6450	3,410	2,420	1,41
Водяной пар	H_2O	0,8040	0,6218	–	–	–
Гелий	He	0,1785	0,1380	1,260	0,760	1,66
Гемиоксид азота	N_2O	1,9780	1,5297	0,210	0,164	1,28
Кислород	O_2	1,4290	1,1051	0,218	0,156	1,4*U*
Криптон	Кг	3,7080	2,8677	0,060	0,036	1,67
Ксенон	Xe	5,8510	4,5252	0,038	0,023	1,70

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.36

Наименование газов	Химическая формула	Удельный вес γ, кг/м^3	Относительный вес (удельный вес воздуха равен 1,0)	C_p	C_v	k
Метан	CH_4	0,7170	0,5545	0,531	0,405	1,31
Неон	Ne	0,9002	0,6962	0,248	0,148	1,68
Озон	O_3	2,2200	1,7169	–	–	1,29
Оксид азота	NO	1,3400	1,0363	0,233	0,166	1,38
Оксид углерода	CO	1,2500	0,9667	0,250	0,180	1,40
Пропан	C_3H_8	2,0200	1,5622	0,445	0,394	1,13
Пропилен	C_3H_6	1,9140	1,4802	0,390	0,343	1,17
Сероводород	H_2S	1,5390	1,1902	0,253	0,192	1,33
Сероокись углерода	COS	2,7210	2,1044	–	–	–
Диоксид серы	SO_2	2,9270	2,2637	0,151	0,120	1,25
Диоксид углерода	CO_2	1,9760	1,5282	0,200	0,156	1,30
Хлор	Cl	3,2170	2,4880	0,115	0,085	1,36
Хлористый метил	CH_3Cl	2,3080	1,7772	0,177	0,139	1,28
Этан	C_2H_6	1,3570	1,0486	0,413	0,345	1,20
Этилен	C_2H_4	1,2610	0,9752	0,365	0,292	1,25

При дальнейшем понижении давления p_1 скорость в указанном сечении остается равной скорости звука, а струя на выходе начинает расширяться. Таким образом, при понижении давления ниже критического весовой расход газа не увеличивается, а остается равным

$$G = \gamma_1 \omega_1 V_1 = \omega_1 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} g \gamma_0 p_0}\,. \qquad (1.185)$$

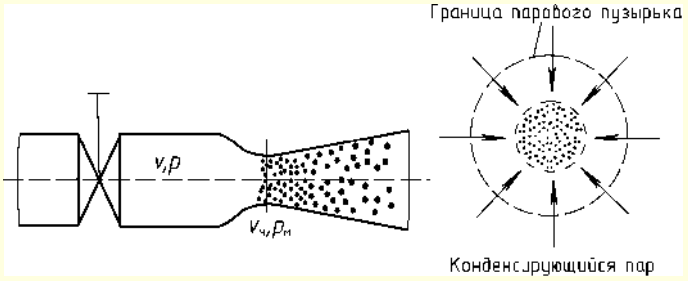
Поэтому формула (1.183) или (1.184) может быть применена для вычисления скорости и соответственно расхода лишь при $p_1 \geq p_{крит}$. При $p_1 < p_{крит}$ следует пользоваться формулой (1.185).

1.6.3. Кавитация

Кавитацией называется явление образования в жидкости полостей, заполненных паром или паром и газом, в области потока с пониженным давлением с последующей конденсацией паров в области повышенного давления.

При кавитации нарушается неразрывность жидкой среды и возникает ряд весьма нежелательных явлений. Прежде всего, имеет место ухудшение характеристик элементов гидравлических систем, выражающееся в увеличении потерь напора. Это ухудшает характеристики гидравлической системы в целом: снижается расход в системе и, следовательно, увеличивается время заполнения бака и т. д. Кроме того, при кавитации возможно разрушение элементов системы, находящихся в области конденсации паров.

Для выяснения причин возникновения кавитации рассмотрим движение жидкости по трубопроводу, который вначале плавно сужается, а затем расширяется. В лабораторных условиях для наглядности применяют трубопровод такой же формы, изготовленный из прозрачного материала. К регулировочному крану, установленному перед трубопроводом, подводят жидкость под достаточно большим давлением (рис. 1.77*а*). Постепенно открывая кран, увеличивают расход жидкости, движущейся по трубопроводу. При этом в месте сужения потока увеличивается скорость $V_м$ и уменьшается абсолютное давление $p_м$. Когда давление $p_м$ становится равным $p_{нп}$ – давлению насыщенных паров при данной температуре, наблюдается местное кипение жидкости с образованием пузырьков, наполненных паром или паром и газом. При дальнейшем открытии крана еще больше повышается скорость, понижается давление в области сужения потока, зона кавитации расширяется.



а) кавитационная трубка

б) конденсация паровых пузырей (местный гидравлический удар)

Рис. 1.77. Явление кавитации

Справочник по гидравлике

Образовавшиеся в области пониженного давления паровые пузыри, попадая при движении в потоке в зону повышенного давления, исчезают вследствие конденсации пара. Конденсация пара происходит с большой скоростью, поэтому образовавшееся на месте парового пузыря пустое пространство со всех сторон заполняется жидкостью, частицы которой при этом получают большую скорость. Однако в центре полости жидкость резко тормозится, что приводит к образованию так называемого местного гидравлического удара. На рис. 1.77*б* показана схема возникновения местного гидравлического удара в центральной части полости при конденсации пара. Местные гидроудары при конденсации пара в пузырях в области повышенного давления в потоке являются источниками шума, вибраций, а иногда и разрушения материала элементов гидросистемы под воздействием резкого местного повышения давления.

Кавитация возникает в тех местах потока, где абсолютное давление минимальное. Такими являются места, где струйки потока сужаются с последующим расширением. В этих местах растет скорость и удельная кинетическая энергия за счет энергии давления. Струйки потока сужаются при движении жидкости через некоторые местные сопротивления, например, задвижки, краны (рис. 1.77*а*), диафрагмы, а также при обтекании потоком вращающихся лопастей насоса, турбины.

Заметим, что для возникновения кавитации сужение трубопровода не является обязательным условием. Кавитация может возникнуть и в трубах постоянного сечения при большом понижении давления вследствие потерь напора. Например, в трубопроводе перед насосом. Кавитация в этом случае нарушает нормальную работу насоса и приводит к разрушению материала его элементов.

На возникновение и развитие кавитации оказывают влияние наличие растворенного в жидкости газа, степень шероховатости поверхности трубопровода, протяженность области пониженного давления в потоке. Рассмотрим влияние различных факторов на кавитацию.

Чем больше растворенного в жидкости газа, тем раньше начнется кавитация. Это обусловлено тем, что при понижении давления в потоке образовавшиеся пузыри газа могут явиться источниками, способствующими началу местного кипения жидкости. В этом случае при кавитации образуются пузыри, содержащие пар и газ. Вредные последствия кавитации будут меньшими по сравнению с последствиями, когда пузыри заполнены только паром, так как местные гидроудары при исчезновении паровых пузырей будут «амортизироваться» газом, находящимся в них.

Чтобы понять влияние шероховатости на кавитацию, надо вспомнить, что элементы шероховатости, выступающие из ламинарного подслоя при турбулентном течении жидкости, вызывают вихреобразование с понижением давления в месте образования вихрей. Поэтому увеличение шероховатости поверхности трубопровода приводит к более раннему возникновению кавитации.

На кавитацию влияет и протяженность области пониженного давления в потоке. Чем она больше, тем больше время прохождения частиц жидкости через зону пониженного давления, тем больше паровых пузырей образуется, тем крупнее они будут. Это означает, что интенсивнее будет проходить кавитация, больше окажется ее вредных последствий.

Определение величины местного давления в местных сопротивлениях, где имеется сужение потока (краны, задвижки, клапаны, отводы и др.), представляет собой очень сложную задачу. Поэтому использовать в качестве условия начала кавитации условие $p_м = p_d$ не всегда представляется возможным из-за незнания $p_м$. Иногда в качестве критерия кавитации используют число кавитации σ, которое определяется по формуле

$$\sigma = \frac{p - p_d}{\rho V^2 / 2}, \qquad (1.186)$$

где p и V – давление и скорость жидкости (средняя) перед местным сопротивлением.

Критическим числом кавитации $\sigma_{кр}$ называют такое его значение, при котором возникает кавитация. Для каждого вида местного сопротивления критическое число кавитации определяется опытным путем. Если фактическое число кавитации $\sigma > \sigma_{кр}$, кавитация отсутствует, и коэффициент потери напора ζ не зависит от числа кавитации σ. При $\sigma < \sigma_{кр}$ внутри местного сопротивления возникает кавитация. В случае дальнейшего уменьшения σ коэффициент ζ возрастает.

Из изложенного о кавитации следует, что для предотвращения кавитации при проектировании и эксплуатации гидравлических систем важно не допускать чрезмерного понижения абсолютного давления во всех элементах системы.

Справочник по гидравлике

Основные условные обозначения к пп. 1.7 и 1.8

Наименование величины	Обозначение	Размерность величины в системе СИ
Высота выступов шероховатости стенок средняя (абсолютная шероховатость)	Δ_0	м
Высота стыка	$\delta_{ст}$	м
Давление избыточное	$p_и$	Па
Давление полное или давление торможения потока	p^*	Па
Длина свободной струи	$S_с$	м
Запыленность	z	г/м^3
Количество элементов	$n_э$	–
Концентрация частиц, взвешенных в потоке массовая	$\mu_к$	–
Коэффициент гидравлического сопротивления	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w^2/2}$	–
Коэффициент живого сечения (просвет) решетки, диафрагмы, слоя и т. п.	$\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_р}$	–
Коэффициент заполнения сечения (коэффициент сжатия)	$\varepsilon = \frac{F_{сж}}{F_0}$	–
Коэффициент местного гидравлического сопротивления	$\zeta_м$	–
Коэффициент очистки	$\eta_п$	–
Коэффициент расхода	μ	–
Коэффициент сопротивления трения участка длиной	$\zeta_{тр}$	–
Мощность	$N_м$	Вт
Объем удельный	$v_у$	м^3/кг
Отношение площадей сечений (степень расширения или сужения сечения)	$n_п$	–
Плотность газа при критической скорости	$\rho_{кр}$	кг/м^3
Плотность заторможенного потока газа	ρ^*	кг/м^3
Площади поперечного сечения	F, f	м^2
Площадь поверхности	S_0	м^2
Площадь (миделева) тела в потоке	$S_м$	м^2
Показатель политропы	n	–
Показатель степени	m	–
Пористость (доля свободного объема)	ε'	–
Потеря полного давления	Δp	Па
Пылеемкость	$z_п$	кг/м^2
Радиусы поперечного сечения круглой трубы или закруглений	R_0, r	м

Справочник по гидравлике

Наименование величины	Обозначение	Размерность величины в системе СИ
Расход жидкости (газа) объемный	Q	$м^3/с$
Расход массовый жидкости (газа)	G	кг/с
Сила лобового сопротивления	$P_л$	Н
Скорость бокового оттока (притока)	v	м/с
Скорость звука в заторможенном потоке	a^*	м/с
Скорость потока	w	м/с
Скорость потока продольная пульсационная	w'	м/с
Степень орошения	m_0	$м^3/м^3$
Степень турбулентности	$\varepsilon_т = \frac{\sqrt{\overline{w'^2}}}{w_0}$	–
Температура торможения потока термодинамическая	T^*	К
Толщина стенки, пограничного слоя или пристеночного слоя	$\delta_т$	м
Угол расширения или сужения центральный; угол ответвления тройника; угол набегания потока на тело	α	°
Шаг (расстояние между стержнями в пучке труб, между отверстиями решетки и т. д.)	S, s	м
Шероховатость стенок относительная	$\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г}$; $\overline{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_г}$	–
Шероховатость стенок эквивалентная равномерно-зернистая	Δ	м

ИНДЕКСЫ

Индексы при *F*, *f*, *D*, *d*, П, *a*, *b*, *w*, *p*, *Q*, ρ показывают, что они относятся к следующим сечениям или участкам:

0 – к определяющему сечению (наиболее узкому);

1 – к широкому сечению при расширении или сужении участка;

к – к промежуточному сечению изогнутого канала (колена, отвода) или к рабочей камере аппарата;

сж – к сжатому сечению струи при истечении из отверстия (насадка);

отв – к отверстию диафрагмы или единичному отверстию решетки, сетки;

р – к фронту решетки, сетки, диафрагмы;

б, п, с, – соответственно к боковому ответвлению, прямому проходу и сборному рукаву тройника

вых – к выходному сечению;

∞ – к скорости в бесконечности.

Индексы 0, 1, к и д при *l* относятся соответственно к прямому входному, прямому выходному, промежуточному (для изогнутого канала) и диффузорному участкам.

Индексы при Δр и ζ указывают на следующие виды гидравлического сопротивления:

м – местное;

тр – трения; сумм – суммарное;

д – общее сопротивление диффузора, помещенного внутри сети;

п – полное сопротивление диффузора или отвода, помещенного на входе из сети;

вн – внутреннее сопротивление диффузора;

расш – сопротивление расширению потока в диффузоре;

уд – сопротивление удара при внезапном расширении;

б и п – сопротивления соответственно бокового ответвления и прямого прохода тройника (для коэффициентов сопротивления, приведенных к скорости в соответствующих ответвлениях);

с.б, с.п – коэффициенты сопротивления бокового ответвления и прямого прохода тройника, приведенные к скорости в сборном рукаве тройника.

Справочник по гидравлике

1.7. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ПО ПРЯМЫМ ТРУБАМ И КАНАЛАМ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ШЕРОХОВАТОСТИ)

1.7.1. Пояснения и практические рекомендации

1. Потери давления по длине прямой трубы (канала) постоянного поперечного сечения (линейные потери, или потери на трение) вычисляются по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$h_l = \frac{\lambda}{4}\cdot\frac{S_0}{F_0}\cdot\frac{w_0^2}{2g} = \lambda\cdot\frac{\Pi_0 l}{4F_0}\cdot\frac{w_0^2}{2g} = \lambda\frac{l}{D_г}\cdot\frac{w_0^2}{2g} \qquad (1.187)$$

или

$$\Delta p_{тр} = \lambda\frac{l}{D_ц}\cdot\frac{\rho w_0^2}{2} = \zeta\frac{\rho w_0^2}{2}, \qquad (1.188)$$

где Π_0 – периметр; $R_г$ –гидравлический радиус; S_0 – площадь поверхности трения.

2. Использование гидравлического (эквивалентного) диаметра $D_г$ в качестве характерного размера в формулах сопротивления (1.187) и (1.188) допустимо только в тех случаях, когда по всему или почти по всему периметру сечения толщина δ_0 пристеночного слоя (в пределах которого скорость изменяется от нуля до значения, близкого к максимуму) очень мала по сравнению с размером поперечного сечения канала $\delta_0 \ll D_г$ [471].

3. В случае турбулентного течения при больших числах $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu}$ скорость в основном изменяется в пределах тонкого пристеночного слоя. Поэтому, если использовать $D_г$ в качестве характерного размера, то закон сопротивления для труб различной формы поперечного сечения оказывается приблизительно одинаковым. Однако и при турбулентном течении для отдельных геометрических форм коэффициент сопротивления трения имеет различные значения.

4. Для расчета гидравлического сопротивления трубы (канала) при стабилизированном ламинарном течении использовать $D_г$ нельзя. При этом режиме его применение допустимо только для входной части начального участка трубы, когда толщина δ_0 еще очень мала [251]. Для определения сопротивления по (1.187) и (1.188) вводят соответствующие поправки, учитывающие влияние формы поперечного сечения труб (каналов).

5. Сопротивление движению жидкости или газа при ламинарном режиме обусловлено силами внутреннего трения (вязкостью), появляющимися при перемещении одного слоя жидкости (газа) относительно другого. Силы вязкости пропорциональны первой степени скорости потока.

6. Благодаря преобладанию при ламинарном режиме сил вязкости даже обтекание выступов шероховатой поверхности происходит плавно. Поэтому шероховатость стенок, если она не очень велика, не влияет на сопротивление, и коэффициент сопротивления трения при этом режиме всегда зависит только от числа Рейнольдса.

7. При увеличении числа Re начинают преобладать силы инерции, пропорциональные квадрату скорости. При этом возникает турбулентное движение, характеризующееся появлением поперечных составляющих скорости, вызывающих перемешивание жидкости (газа) во всем потоке и обмен количеством движения беспорядочно движущихся масс жидкости. Все это приводит к резкому возрастанию сопротивления движению при турбулентном режиме по сравнению с ламинарным [1].

При шероховатой поверхности стенок обтекание выступов происходит с отрывом струи, и коэффициент сопротивления в этом случае зависит не только от числа Re, но и от относительной шероховатости

$$\bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_0} \quad \left(\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г}\right).$$

8. Трубы и каналы могут быть как гладкими, так и шероховатыми. При этом шероховатость может быть равномерной (равномерно-зернистой) и неравномерной. Оба вида шероховатости различают по форме выступов, их размерам, промежуткам между ними и т. д. Большинство технических труб характеризуется неравномерной шероховатостью.

9. Среднюю высоту Δ_0 выступов шероховатости, выраженную в единицах длины, называют абсолютной шероховатостью. Отношение средней высоты выступов к гидравлическому диаметру трубы, т. е.

$$\bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_0} \text{ или } \bar{\Delta}_0 = \frac{\Delta_0}{D_г}\left(\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г}\right).$$

называют относительной шероховатостью. Ввиду того, что геометрические характеристики абсолютной шероховатости не могут в достаточной степени определять сопротивление трубы, введено понятие о гидравлически эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости Δ, которая определяется путем измерения сопротивления.

10. Несмотря на то, что для гладких труб с возрастанием числа Re коэффициент сопротивления должен уменьшаться, в шероховатых трубах при увеличении этого числа обнаруживается увеличение коэффициента λ при неизменной геометрической шероховатости. Объясняется это влиянием вязкого подслоя. Если толщина вязкого подслоя больше выступов ($\delta_т > \Delta$, рис. 1.78*а*), то они целиком покрываются этим слоем. При малых скоростях, характерных для вязкого подслоя, поток плавно обтекает неровности, и они не оказывают никакого влияния на характер потока. В этом случае λ с увеличением Re уменьшается.

11. С возрастанием числа Рейнольдса толщина вязкого подслоя уменьшается, и при достижении определенного значения Re она может стать меньше высоты выступов ($\delta_т < \Delta$, рис. 1.78*б*). При этом выступы усиливают вихреобразование, и следовательно, повышают потери давления, что выражается в увеличении λ с увеличением числа Re.

Таким образом, трубы можно считать гладкими, пока высота шероховатых выступов меньше толщины вязкого подслоя.

12. Эквивалентная шероховатость Δ зависит:

а) от материала и способа производства труб (например, чугунные трубы, изготовленные центробежным литьем, более гладкие, чем сварные); при этом трубы, изготовленные

[1] Вместе с тем, поскольку коэффициент сопротивления λ определяется как отношение потерь полного давления к динамическому давлению $\left[\lambda = \Delta p_{тр} \Big/ \left(\frac{l}{D_г}\cdot\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\right]$, с уменьшением Re он всегда возрастает.

Справочник по гидравлике

одним и тем же способом, как правило, имеют одну и ту же эквивалентную шероховатость независимо от диаметра;

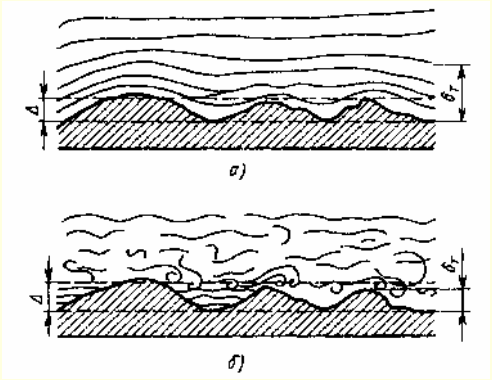


Рис. 1.78. Схема обтекания шероховатых выступов при различных режимах течения: $а$ – $\delta_т > \Delta$; $б$ – $\delta_т < \Delta$

б) от свойства жидкости (газа), протекающей по трубе; влияние жидкости на внутреннюю поверхность трубы может проявляться в виде коррозии стенок, образования наростов и выпадения осадка;

в) от продолжительности эксплуатации труб.

13. Зависимость коэффициента сопротивления трения λ от Re и $\bar{\Delta}_0$, установленная опытами Никурадзе [470] для стабилизированного течения (см. параграф 1.5) в трубах с равномерно-зернистой шероховатостью[1] (рис. 1.79), указывает на существование трех основных режимов (областей) протекания потока.

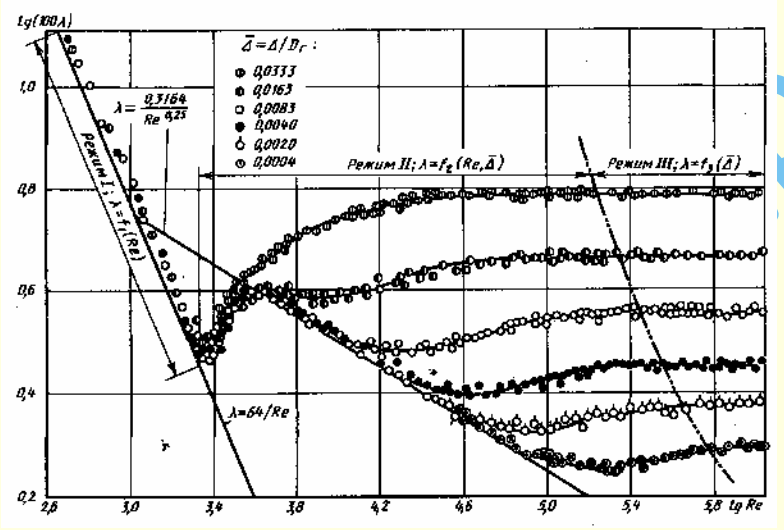


Рис. 1.79. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса для труб с равномерно-зернистой шероховатостью [933]

14. Первый режим, называемый ламинарным, относится к малым значениям чисел Re (до Re = 2000) и характеризуется тем, что шероховатость не оказывает никакого влияния на величину λ. По закону Гагена – Пуазейля [836]

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \qquad (1.189)$$

15. Второй режим, называемый переходным, содержит три участка кривых сопротивления для труб с равномерно-зернистой шероховатостью.

1). Участок, относящийся к переходной (критической) области между ламинарным и турбулентным течениями (примерно в пределах Re = 2000 ÷ 4000). В этой области коэффициент сопротивления λ возрастает с увеличением числа Re. Вместе с тем этот коэффициент продолжает оставаться одинаковым для различных значений относительной шероховатости.

2). Участок, для которого кривые сопротивления труб с различной шероховатостью совпадают с кривой Блазиуса для гладких труб

$$\lambda = \frac{0,3164}{\mathrm{Re}^{0,25}}. \qquad (1.190)$$

Закон сопротивления по последней формуле справедлив в тем меньшем интервале чисел Re, чем больше относительная шероховатость.

3). Участок, для которого кривые сопротивления труб с различной шероховатостью расходятся, отходя от прямой, получаемой по (1.190). При этом коэффициенты сопротивления в определенных интервалах чисел Re[2] тем больше, чем значительнее относительная шероховатость.

16. Третий режим, называемый квадратичным, или режимом вполне шероховатых стенок, а также режимом турбулентной автомодельности, характеризуется тем, что коэффициенты сопротивления для каждого значения относительной шероховатости становятся постоянными, не зависящими от числа Re.

17. Из формул сопротивления Никурадзе [470] для шероховатых труб [см. (1.191)] и формулы сопротивления Филоненко–Альтшуля [17, 655] для гладких труб [см. (1.194)] следует, что трубы с равномерно-зернистой шероховатостью могут считаться гидравлически гладкими, если

$$\bar{\Delta} \le \bar{\Delta}_{\text{пред}},$$

где

$$\bar{\Delta}_{\text{пред}} = \left(\frac{\Delta}{D_г}\right)_{\text{пред}} = \frac{18\lg\mathrm{Re} - 16,4}{\mathrm{Re}}.$$

Для значения Re до 10^5, используя формулу Блазиуса, получим:

$$\bar{\Delta}_{\text{пред}} \approx 17,85\,\mathrm{Re}^{-0,875}.$$

Отсюда граничные (предельные) числа Рейнольдса, при которых начинается влияние шероховатости,

$$\mathrm{Re}'_{\text{пред}} = \frac{26,9}{\bar{\Delta}^{1,143}}.$$

18. Для труб с равномерно-зернистой шероховатостью предельное значение числа Рейнольдса, при котором начинает действовать квадратичный закон сопротивления,

$$\mathrm{Re}''_{\text{пред}} = \frac{217 - 382\,\lg\bar{\Delta}}{\bar{\Delta}};$$

[1] Имеется в виду искусственная песчаная равномерно-зернистая шероховатость в том виде, в каком она была получена Никурадзе. Характер кривых при других видах искусственной шероховатости может получиться несколько иным [709].

[2] В этих интервалах значений Re возрастание λ прекращается.

Справочник по гидравлике

это следует из формулы Никурадзе [470] для стабилизированного течения в переходной и квадратичной областях, т. е. в пределах

$$\frac{26,9}{\bar{\Delta}^{1,143}} \le \mathrm{Re} \le \frac{217 - 382 \lg \bar{\Delta}}{\bar{\Delta}}$$

Эта формула имеет следующий вид:

$$\lambda = \frac{1}{\left[a_1 + b_1 \lg(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}) + c_1 \lg \bar{\Delta}\right]^2}, \qquad (1.191)$$

где

при $3,6 \le \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \le 10$

$a_1 = -0,8$; $b_1 = +2,0$; $c_1 = 0$ (гладкие стенки);

при $10 \le \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \le 20$

$a_1 = +0,068$; $b_1 = +1,13$; $c_1 = -0,87$

при $20 \le \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \le 40$

$a_1 = +1,538$; $b_1 = 0$; $c_1 = -2,0$;

при $40 \le \bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} \le 191,2$

$a_1 = +2,471$; $b_1 = -0,588$; $c_1 = -2,588$;

при $\bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda} > 191,2$

$a_1 = +1,138$; $b_1 = 0$; $c_1 = -2,0$ – квадратичный закон, при котором[1]

$$\lambda = \frac{1}{\left(2 \lg \frac{3,7}{\bar{\Delta}}\right)^2}. \qquad (1.192)$$

19. Исходя из предположения одновременности существования ламинарного и турбулентного течений и используя нормальный закон распределения для определения вероятности появления соответствующих режимов, А. М. Керенский предложил [321] для зоны смены режимов стабилизированного течения единую формулу расчета коэффициента сопротивления трения труб с равномерно-зернистой шероховатостью[2]:

$$\lambda = \lambda_л p_л + \lambda_{гл} p_{гл} + \lambda_ш p_ш, \qquad (1.193)$$

где $\lambda_л$, $\lambda_{гл}$, $\lambda_ш$ – коэффициенты сопротивления трения соответственно при ламинарном течении (1.189), турбулентном течении в гладких (1.190) и шероховатых трубах (1.192); $p_л = 1 - p_т$; $p_{гл} = (1 - p_{ш.т.})p_т$; $p_ш = p_{ш.т.}\, p_т$ – соответственно вероятности появления при данном числе Рейнольдса режимов ламинарного и турбулентного течений в гладких и шероховатых трубах; при этом

$$p_{ш.т.} = 2\Phi(U), \text{ где } U = \frac{\mathrm{Re}}{\sigma_ш};\ \sigma_ш = \frac{275}{\bar{\Delta}};$$

$$p_г = \frac{1}{2} + \Phi(U), \text{ где } U = \frac{\mathrm{Re} - \mathrm{Re}_m}{\sigma_г} = \frac{\mathrm{Re} - 2850}{600};$$

$\Phi(U) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^v \exp\left(\frac{-t^2}{2}\right) dt$ – нормированная функция Лапласа (интеграл вероятностей; см. [354] табл. 18.8, 18.9).

20. Кривые сопротивления $\lambda = f(\mathrm{Re}, \bar{\Delta})$, для стабилизированного течения в трубах с неравномерной шероховатостью (технические трубы) подтверждают, что в этом случае также существуют три основных режима течения: ламинарный, переходный и квадратичный (рис. 1.80). Однако в отличие от случая течения в трубах с равномерно-зернистой шероховатостью при этом следует учитывать две особенности:

а) на участке, относящемся к переходной области между ламинарным и турбулентным течениями (критическая зона или зона смены режимов), коэффициент сопротивления трения зависит от относительной шероховатости и числа Рейнольдса; потери давления в этой зоне пропорциональны скорости в степени выше двух [513];

б) на переходном участке чисто турбулентного режима нет впадины, характерной для кривых λ при течении в трубах с равномерно-зернистой шероховатостью (см. рис. 1.79); в данном случае кривые сопротивления постепенно и плавно понижаются с увеличением Re, достигая наинизшего положения при квадратичном режиме [459, 799].

21. Кривые коэффициентов сопротивления трения технических труб с относительной эквивалентной шероховатостью $\bar{\Delta} > 0,007$ при некотором значении Re отклоняются от закона Гагена–Пуазейля в сторону увеличения λ, и чем больше относительная шероховатость, тем раньше наступает это отклонение (см. рис. 1.80). Число Рейнольдса, соответствующее началу отклонения, можно определить по формуле, предложенной Л. А. Самойленко [542]:

$$\mathrm{Re}_0 = 754 \exp\left(\frac{0,0065}{\bar{\Delta}}\right).$$

22. В зоне смены режимов движения от Re_1 до Re_2 каждому значению $\bar{\Delta}$ соответствует переходная кривая, имеющая свои границы Re_1 и Re_2 (см. рис. 1.80). Для труб с $\bar{\Delta} > 0,007$, по данным [542],

$$\mathrm{Re}_1 = 1160 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,11},$$

т. е. величина Re_1 уменьшается с увеличением относительной шероховатости $\bar{\Delta}$.

Число Рейнольдса, определяющее границу Re_2 для труб с любой шероховатостью,

$$\mathrm{Re}_2 = 2090 \left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,0635}.$$

---

[1] А. В. Теплов [614] на основе более правильной обработки опытов Никурадзе [470] показал, что для квадратичной области точнее формула

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,81 \lg 8,3/\bar{\Delta}\right)^2}.$$

Близка к последней и формула, предложенная А. Д. Альтшулем [17]:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,81 \lg 10/\bar{\Delta}\right)^2}.$$

Учитывая, однако, что по (1.192) наблюдается отклонение от опытных данных не более 5%, и то в сторону увеличения, она может быть использована при расчетах трубопроводов, в том числе и для необлицованных напорных туннелей [25].

[2] Рассмотрение турбулентных течений в пристеночном слое и трубах, основанных на принципе суперпозиции молекулярной и турбулентной вязкости, позволило М. Д. Миллионщикову [443, 444] также найти общую формулу для сопротивления трения, пригодную для всех режимов течения. Примерно такой же подход использован в работах Г. Э. Свирского и В. П. Платона [544], а также в работе Г. А. Адамова [10].

Справочник по гидравлике

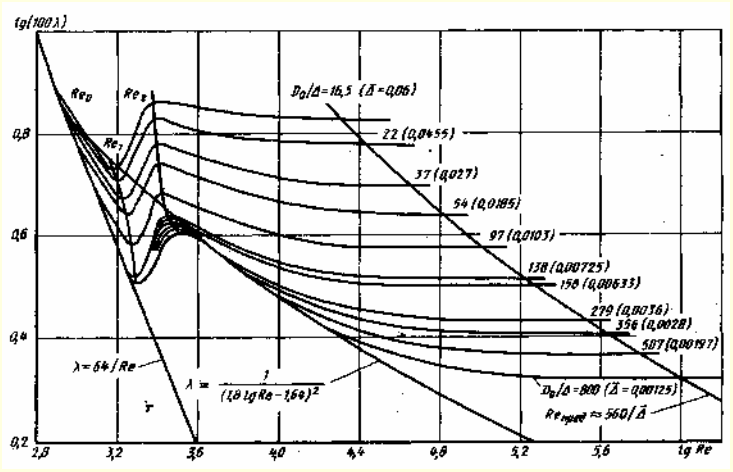


Рис. 1.80. Зависимость коэффициента сопротивления λ от числа Рейнольдса и относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ при неравномерной шероховатости [513, 542]

23. Трубы с неравномерной шероховатостью (технические трубы) в области $Re > Re_2$ могут считаться гидравлически гладкими, если (с точностью до 3–4%)

$$\bar{\Delta} < \bar{\Delta}_{пред} \approx \frac{15}{Re}.$$

Отсюда предельное число Рейнольдса, при котором технические трубы перестают быть гидравлически гладкими

$$Re'_{пред} \approx \frac{15}{\bar{\Delta}}.$$

24. Для неравномерной шероховатости предельное значение числа Рейнольдса, при котором начинает действовать квадратичный закон сопротивления, можно с точностью до 3–4% принять (см. диаграмму 1.7–4)

$$Re''_{пред} \approx \frac{560}{\bar{\Delta}}.$$

25. При стабилизированном ламинарном течении (до $Re \approx 2000$) коэффициент сопротивления λ труб круглого сечения, не зависящий от относительной шероховатости стенок, определяется по (1.189) или по диаграмме 1.7–1*а*.

26. Для критической области стабилизированного течения ($Re = 2000 \div 4000$) коэффициент сопротивления трения λ, труб круглого сечения с гидравлически (технически) гладкими стенками находят по диаграмме 1.7–1*б*.

27. Для области чисто турбулентного стабилизированного течения ($Re > 4000$) коэффициент сопротивления трения λ труб круглого сечения с гидравлически (технически) гладкими стенками определяют по диаграмме 1.7–1*в* или вычисляют по формуле Филоненко – Альтшуля[1] [17, 655]:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8\ \lg Re - 1,64)^2}. \qquad (1.194)$$

28. Коэффициент сопротивления трения технических труб при стабилизированном течении в зоне смены режимов находят по диаграмме 1.7–3 (графики $\lambda = f(Re, \bar{\Delta})$,) или по формулам, предложенным Л. А. Самойленко [542]: при $Re_0 < Re < Re_1$ и $\bar{\Delta} \geq 0,007$

$$\lambda = 4,4\,Re^{-0,595} \exp\left(-\frac{-0,00275}{\bar{\Delta}}\right);$$

при $Re_1 < Re < Re_2$

$$\lambda = (\lambda_2 - \lambda^*)\exp\left\{-\left[0,0017(Re_2 - Re)\right]^2\right\} + \lambda^*,$$

где при $\bar{\Delta} \leq 0,007$ $\lambda^* = \lambda_1$;

при $\bar{\Delta} \geq 0,007$ $\lambda^* = \lambda_1 - 0,0017$.

Коэффициенты λ_1 и λ_2, соответствующие границам Re_1 и Re_2:

при $\bar{\Delta} \leq 0,007$ $\lambda_1 \approx 0,032$;

при $\bar{\Delta} > 0,007$ $\lambda_1 = 0,0775 - \frac{0,0109}{\bar{\Delta}^{0,286}}$;

при $\bar{\Delta} \leq 0,007$ $\lambda_2 = 7,244(Re_2)^{-0,643}$;

при $\bar{\Delta} > 0,007$

$$\lambda_2 = \frac{0,145}{\bar{\Delta}^{0,244}};\quad Re_0 = 754\exp\left(\frac{0,0065}{\bar{\Delta}}\right);$$

$$Re_1 = 1160\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,11};\quad Re_2 = 2090\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,0635}$$

29. Коэффициенты сопротивления трения λ всех технических труб[2] (с неравномерной шероховатостью стенок) круглого сечения, кроме специальных, для которых значения λ даны отдельно, при стабилизированном течении и на участке чисто турбулентного режима ($Re > Re_2$) можно определить по диаграмме 1.7–4, построенной на основании формулы Кольбрука–Уайта[3] [799]:

$$\lambda = \frac{1}{\left[2\lg\left(\frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7}\right)\right]^2} \qquad (1.195)$$

или для инженерных расчетов по приближенной формуле, предложенной А. Д. Альтшулем [17][4]:

$$\lambda = 0,11\left(\bar{\Delta} + \frac{68}{Re}\right)^{0,25} \qquad (1.196)$$

[1] С этой формулой очень близко совпадают формулы В. К. Конакова [348], Г. А. Мурина [459] и А. К. Якимова.

[2] Включая стальные, бетонные и железобетонные напорные водоводы [25].

[3] Кривые Кольбрука–Уайта расположены немного выше (на 2÷4%) аналогичных кривых Г. А. Мурина [459], а следовательно, дают некоторый запас в расчетах. Аналогичные формулы получены Г. А. Адамовым [9], Г. К. Филоненко [655], Н. З. Френкелем [663].

Интерполяционная формула Кольбрука получила теоретическое обоснование [17].

[4] Формула, близкая к (1.196), получена также Г. А. Адамовым [10]; при $68/Re << \bar{\Delta}$ она совпадает с формулой Б. Л. Шифринсона [721]:

$$\lambda = 0,11\left(\bar{\Delta}\right)^{0,25}$$

Простой и удобной (в пределах $\bar{\Delta}$ = 0,0001 – 0,01) является также формула, предложенная Б. Н. Лобаевым:

$$\lambda = \frac{1,42}{\left(\lg Re/\bar{\Delta}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

30. Для области смены режимов стабилизированного течения в технических трубах может быть также применена единая формула расчета коэффициента сопротивления трения (как это предложено Л. А. Адамовичем), а именно

$$\lambda = \lambda_{л}(1-p)+\lambda_{т}p,$$

где $\lambda_{л}$ принимается по (1.189), $\lambda_{т}$ – по (1.195) или (1.196), а

$$p=\frac{1}{2}\left[erf\left(\frac{\mathrm{Re}-\mathrm{Re}_0}{\sqrt{2\sigma}}\right)+erf\left(\frac{\mathrm{Re}_0}{\sqrt{2\sigma}}\right)\right],$$

в которой $\mathrm{Re}_0 = 1530(\bar{\Delta})^{-0,08}$ и $\sigma = 540$. При этом используют табулированную функцию ошибок вида

$$erf(z)=\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^z \exp(-t^2)dt$$

(см. [354] табл. 18.8–18.10).

31. Единая формула расчета коэффициента сопротивления трения в зоне смены режимов предложена также П. М. Слисским [557]:

$$\lambda = \lambda_{л}(1-\gamma)+\lambda_{т}\gamma,$$

где γ – коэффициент перемежаемости;

$$\gamma=\sin^{\frac{3}{2}}\left(\frac{\pi}{2}\cdot\frac{\mathrm{Re}-\mathrm{Re}_{н}}{\mathrm{Re}_{в}-\mathrm{Re}_{н}}\right);$$

$$\mathrm{Re}_{н}=1000\exp\left(\frac{0,00465}{\bar{\Delta}}\right);$$

$$\mathrm{Re}_{в}=1600(\bar{\Delta})^{-0,16};$$

здесь $\mathrm{Re}_{н}$ и $\mathrm{Re}_{в}$ – нижняя и верхняя границы переходной зоны.

Коэффициенты $\lambda_{л}$ и $\lambda_{т}$ вычисляют соответственно по (1.189) и по формуле А. В. Теплова [614]:

$$\lambda=\left(1,8\lg\frac{8,25}{56/\mathrm{Re}+\bar{\Delta}}\right)^{-2}.$$

32. Коэффициент сопротивления трения λ труб круглого сечения, кроме специальных, для которых значения λ даны отдельно, с любым видом шероховатости (как равномерной, так и неравномерной) при стабилизированном течении в квадратичой области, т. е. практически при $\mathrm{Re} > \frac{560}{\bar{\Delta}}$, находят по диаграмме 1.7–5, построенной по (1.192).

Особенностью движения потока в каналах сложной формы поперечного сечения является наличие конвективного переноса поперек потока, вызванного движением крупномасштабных вихрей и вторичными течениями (рис. 1.81)[1]. Это обстоятельство, а также переменная шероховатость стенок канала приводят к неравномерному распределению напряжения трения на границах потока. Поэтому наиболее точный расчет коэффициентов сопротивления трения может быть получен при переходе от характеристик потока, усредненных по сечению канала (средней скорости, числа Рейнольдса, средней относительной шероховатости, среднего касательного напряжения), к локальным характеристикам (местным относительным шероховатостям, местным числам Рейнольдса, местным коэффициентам гидравлического трения, местным напряжениям трения) [554]. В качестве местных определяющих параметров потока рекомендуется местный характерный размер потока, усредненная на этом размере скорость потока и местная шероховатость стенок. Другие местные характеристики потока выражаются через эти определяющие величины.

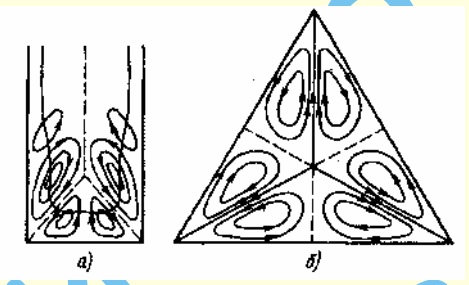


Рис. 1.81. Схемы вторичных течений:
а – в прямоугольной трубе;
б – в равносторонней треугольное трубе

33. Местное напряжение трения $\tau_{ст}$ в точке смоченного периметра выражается через местную усредненную по нормали к стенке скорость $w_{ст}$:

$$\tau_{ст}=\lambda_{м}\frac{\rho w_{ст}^2}{2},$$

где $\lambda_{м}$–местный коэффициент сопротивления трения, зависящий от местного числа Рейнольдса и местной относительной шероховатости:

$$\lambda_{м}=f\left(\frac{w_{ст}^2 l}{\nu},\ \frac{\Delta}{l}\right),$$

l – характерный местный размер потока, зависящий от формы поперечного сечения канала (например, для канала квадратного сечения l – расстояние от стенки до биссектрисы угла).

34. Для частного случая каналов прямоугольного сечения и в предположении, что напряжения трения различны на короткой и длинной сторонах канала, но их распределение по стенкам равномерно, Г. П. Скребковым [553–555] получена формула, которая связывает коэффициент сопротивления трения канала с его формой и шероховатостью:

$$\lambda=4\frac{b/h}{1+b/h}\left(1+\frac{\lambda_{к}}{\lambda_{д}}\frac{h}{b}\right)\lambda_{д},$$

где $\lambda_{к}$, $\lambda_{д}$ –коэффициенты сопротивления трения соответственно на короткой и длинной стенках канала; b и h – соответственно половина ширины и высоты канала.

Коэффициенты $\lambda_{к}$ и $\lambda_{д}$ вычисляют по законам сопротивления плоской стенки ($\lambda_{пл}$) в зависимости от характерных чисел Рейнольдса и шероховатости стенок [553 – 555]:

$$(\lambda_{пл})_{к}=f\left[(\mathrm{Re}_{пл})_{в},\ \bar{\Delta}_{к}\right];\quad (\lambda_{пл})_{д}=f\left[(\mathrm{Re}_{пл})h,\ \bar{\Delta}_{д}\right],$$

где $(\mathrm{Re}_{пл})_{в}=\frac{\mathrm{Re}}{4}\left(1+\frac{b}{h}\right)$, $(\mathrm{Re}_{пл})_{в}=\frac{\mathrm{Re}}{4}\frac{1+b/h}{b/h}$;

$$\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_{г}}{\nu}.$$

[1] Необходимо различать вторичные токи, наблюдаемые в прямолинейных каналах сложного поперечного сечения, и возникающие в криволинейных каналах по иным причинам.

Справочник гидравлике

Для гладких стенок

$$\lambda_{пл} = \frac{1}{(3,6\lg \mathrm{Re}_{пл} - 2)^2};$$

для технических стенок

$$\lambda_{пл} = 0,024\left(\frac{54}{\mathrm{Re}_{пл}} + \frac{\Delta}{l}\right)^{0,25};$$

для шероховатых стенок

$$\lambda_{пл} = \frac{1}{\left(4\lg\frac{l}{\Delta} + 3,48\right)^2}.$$

35. Во многих случаях коэффициент сопротивления трения труб некруглого сечения проще определять введением в формулы для труб круглого сечения соответствующих поправочных коэффициентов $\lambda_н = k_н\lambda$, где λ – коэффициент сопротивления трения труб круглого сечения при том же числе $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} = \frac{w_0 D_0}{\nu}$; $\lambda_н$ – то же для труб некруглого сечения; $k_н$ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние формы поперечного сечения труб[1].

36. Для труб с формами поперечных сечений, близкими к круглой (например, круг с одной или двумя выемками, звездообразная форма – см. диаграмму 1.7–6), согласно данным Никурадзе [471] и Шиллера [719], для всех режимов течения можно принять $k_н = 1,0$.

Для труб прямоугольного сечения поправочный коэффициент, зависящий от отношения сторон $\frac{a_0}{b_0}$, при ламинарном течении (Re < 2000) $k_н = k_{пр} = 0,89 \div 1,50$. При этом в случае $\frac{a_0}{b_0} = 1,0$ (квадрат) $k_{пр} = k_{кв} = 0,89$ или

$$\lambda_{кв} = \frac{57}{\mathrm{Re}},$$

а в случае $\frac{a_0}{b_0} \to 0$ (плоская щель) $k_{пр} = k_{пл} = 1,50$ или

$$\lambda_{пл} = \frac{96}{\mathrm{Re}}.$$

При турбулентном течении (Re > 2000) $k_{пр} = 1,0 \div 1,1$. Если $\frac{a_0}{b_0} = 1,0$, то $k_{кв} = 1,0$, а если $\frac{a_0}{b_0} \to 0$, то $k_{пл} \approx 1,1$ [242, 889].

37. Поправочный коэффициент для труб эллиптического сечения, зависящий от отношения осей эллипса (см. Б. С. Петухов [498]), при ламинарном течении (Re ≤ 2000)

$$k_н \equiv k_{эл} = \frac{1}{8}\left(\frac{D_г}{b_0}\right)^2\left[1 + \left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2\right],$$

где a_0 и b_0 – большая и малая полуоси эллипса. При турбулентном течении с некоторым приближением можно принять $k_{элл} \approx 1,0$.

38. Для круглой кольцевой трубы (труба в трубе) поправочный коэффициент, зависящий от отношения диаметров $\frac{d}{D_0}$ (см. Л. С. Лейбензон [399] и Б. С. Петухов [498]), при ламинарном течении (Re ≥ 2000)

$$k_н \equiv k_{кол} = \frac{\left(1 - \frac{d}{D_0}\right)^2}{1 + \left(\frac{d}{D_0}\right)^2 + \frac{1 - (d/D_0)^2}{\ln(d/D_0)}},$$

где d и D_0 – диаметры внутреннего и наружного цилиндров кольцевой трубы.

При турбулентном течении $k_{кол}$ слабо зависит от $\frac{d}{D_0}$ и находится в пределах 1,0÷1,07 [139]. Коэффициент сопротивления $\lambda_{кол}$ такой трубы может быть также вычислен по формуле [232]

$$\lambda_{кол} = \left(0,02\frac{d}{D_0} + 0,98\right)\left(\frac{1}{\lambda} - 0,27\frac{d}{D_0} + 0,1\right).$$

39. Для центрирования внутреннего цилиндра в кольцевой трубе используют продольные или спиральные ребра (см. диаграмму 1.7–7). Узкая кольцевая труба $\left(\frac{d}{D_0} \approx 0,9\right)$ с тремя продольными ребрами приближенно эквивалентна прямоугольному каналу с отношением сторон $\frac{a_0}{b_0} \approx 0,06$, для которого при ламинарном течении поправочный коэффициент (на основании опытов В. И. Субботина и др. [583]) $k_{кол} = k_{пр} \approx 1,36$.

При турбулентном течении поправочный коэффициент можно принять таким же, как и при отсутствии ребер (по п. 38).

40. Для кольцевой трубы со спиральными ребрами поправочный коэффициент, зависящий от относительного шага навивки ребер $\frac{T}{d}$ (см. диаграмму 1.7–7), для всех режимов течения приближенно [584]

$$k''_{кол} = \left(1 + \frac{20}{(T/d)^2}\right)k'_{кол},$$

где $k'_{кол}$ – поправочный коэффициент для кольцевой трубы с продольными ребрами.

41. Для эксцентрической кольцевой трубы (см. диаграмму 1.7–7) коэффициент сопротивления трения как при ламинарном, так и при турбулентном режиме течения зависит от эксцентриситета и относительной ширины кольцевой щели.

42. При ламинарном течении поправочный коэффициент вычисляют по приближенной формуле, предложенной Е. А. Гостевым и И.С. Риманом [158]:

$$k_н \equiv k_э = \frac{1}{(1 + B_1\bar{e})^2}k_{кол},$$

где

$\bar{e} = \frac{2e}{D_0 - d}$ – эксцентриситет (e – расстояние между центрами внутреннего и наружного цилиндров); B_1 – коэффициент,

[1] А. Г. Темкин [609, 610] предлагает поправочный коэффициент $k_н$ называть критерием Л. С. Лейбензона (Le), внесшего большой вклад в гидравлику трубопроводов. В указанных работах А. Г. Темкин приводит соответствующие формулы расчета критерия Le.

Справочник по гидравлике

зависящий от отношений $\frac{d}{D_0}$, полученный на основании данных З. Джонстона и Е. Спорроу [865] см. диаграмму 1.7–7, график *в*); $k_{кол}$ – поправочный коэффициент для концентрического кольца.

43. При турбулентном течении поправочный коэффициент

$$k_э = k'_э k_{кол},$$

где $k'_э = \frac{\lambda}{\lambda_{кол}}$ – отношение коэффициента сопротивления эксцентрической кольцевой трубы к коэффициенту сопротивления концентрической кольцевой трубы.

Коэффициент $k'_э$ для узких кольцевых каналов $\left(\frac{d}{D_0} \geq 0{,}7\right)$ почти не зависит от отношения $\left(\frac{d}{D_0}\right)$ и зависит только от эксцентриситета (см. диаграмму 1.7.–7, график *г*, для $\frac{d}{D_0} = 0{,}5$ и $\frac{d}{D_0} \geq 0{,}7$).

При $\frac{d}{D_0} \geq 0{,}7$ поправочный коэффициент может быть определен по формуле, полученной А. В. Колесниковым [96]:

$$k'_э = 1 - 0{,}9\left(1 - 2/3\bar{e}\right)\bar{e}^2.$$

44. Поправочный коэффициент $k_н$ для труб с сечением в виде равнобедренного треугольника при ламинарном течении (см. В. К. Мигай [433])

$$k_н \equiv k_{тр} = \frac{3}{4} \cdot \frac{\left(1 - \mathrm{tg}^2\beta\right)\left(B + 2\right)}{\left(B - 2\right)\left(\mathrm{tg}\beta + \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\beta}\right)^2},$$

где $B = \sqrt{4 + \frac{5}{2}\left(\frac{1}{\mathrm{tg}^2\beta} - 1\right)}$ – параметр; β – половина угла при вершине равнобедренного треугольника.

Для равностороннего треугольника (β = 30°) $k'_{тр} = 0{,}833$;

для прямоугольного треугольника

$$k''_{тр} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\left(1 - 3\mathrm{tg}^2\beta\right)\left(B + 2\right)}{\left(3/B - 4\right)\left(\mathrm{tg}\beta + \sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\beta}\right)^2};$$

для равнобедренного прямоугольного треугольника (β = = 45°) (см. диаграмму 1.7–8) $k''_{тр} = 0{,}825$.

45. При турбулентном течении поправочный коэффициент $k_н$ для равнобедренного треугольника меняется в пределах $k_н = k_{тр} = 0{,}75 \div 1{,}0$ в зависимости от угла β [498]; чем больше этот угол, тем больше $k_{тр}$ [787]. Для равностороннего треугольника можно принять $k_{тр} = 0{,}95$ [498].

46. Для трубы с сечением в виде сектора круга при ламинарном течении $k_н = k_с = 0{,}75 \div 1{,}0$ в зависимости от угла β [498]; при турбулентном течении $k_с$ можно принять таким же, как для равнобедренного треугольника (см. п. 45) (см. диаграмму 1.7–8).

47. Сопротивление начальных участков труб (помещенных непосредственно за плавным входным коллектором), характеризующихся тем, что течение в них нестабилизировано, получается больше, чем на участках стабилизированного течения. Чем ближе к входному коллектору, тем больше коэффициент сопротивления трения $\lambda_{нест}$ участка нестабилизированного течения. При плавном входе толщина пограничного слоя в первоначальных сечениях значительно меньше, чем в последующих, а следовательно, напряжения сил трения у стенок в этих сечениях больше. Это относится как к нестабилизированному ламинарному, так и нестабилизированному турбулентному течению, если поток полностью турбулизирован уже на входе в трубу.

48. При очень плавном входе, когда при $Re > Re_{кр}$ создается «смешанный» режим течения, коэффициент $\lambda_{нест}$ коротких труб (длина которых намного меньше начального участка) при определенных значениях числа Re значительно меньше λ для стабилизированного турбулентного течения, что объясняется влиянием ламинарности пограничного слоя во входном участке трубы. При $Re = 2 \cdot 10^5$ средний коэффициент сопротивления трения для короткой трубы длиной $\frac{l_н}{D_0} = 2{,}0$ меньше λ для стабилизированного течения в 7–8 раз (рис. 1.82), см. также работу Г. В. Филиппова [651].

49. Создание условий, при которых поток становится турбулентным также в пограничном слое на входе в трубу, приводит к повышению коэффициента $\lambda_{нест}$ и для коротких участков (см. рис. 1.82). Поэтому для коротких труб реальных установок (в которых, как правило, поток на входе зна-

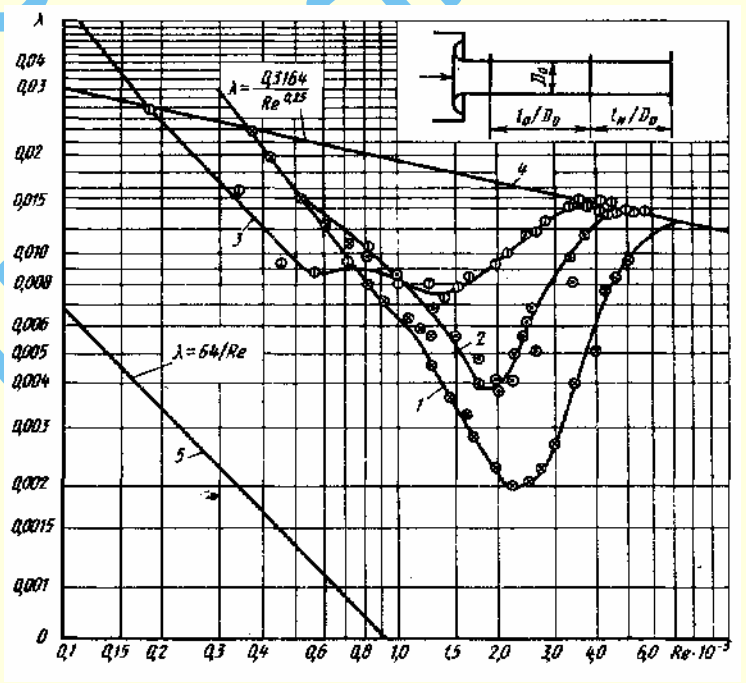


Рис. 1.82. Зависимость коэффициента сопротивления трения λ от числа Рейнольдса для короткого начального участка $\left(\frac{l_н}{D_0} = 2\right)$ с гладкими стенками: *1* – испытуемый участок расположен непосредственно за плавным коллектором $\left(\frac{l_0}{D_0} = 0\right)$; *2* – между коллектором и испытуемым участком расположен прямой подводящий участок длиной $\left(\frac{l_0}{D_0} = 0{,}4\right)$; *3* – относительная длина подводящего участка $\left(\frac{l_0}{D_0} = 3{,}4\right)$; *4* – кривая сопротивления по Блазиусу; *5* – кривая Гагена–Пуазейля

Справочник по гидравлике

чительно возмущен) локальное (местное) значение коэффициента сопротивления трения $\lambda'_{\text{нест}}$ следует определять, например, по формуле, полученной А. С. Сукомелом, В. И. Величко и Ю. Г. Абросимовым [586] для условий турбулентного течения в пограничном слое:

$$\lambda'_{\text{нест}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2 \cdot \Delta x / D_0} = \frac{0,344}{\left(\text{Re} \cdot x / D_0\right)^{0,2}} = k'_{\text{нест}}\lambda, \quad (1.197)$$

где

$$k'_{\text{нест}} \approx 1,09 \frac{\text{Re}^{0,05}}{\left(x/D_0\right)^{0,2}}; \quad (1.198)$$

λ –коэффициент сопротивления трения при стабилизированном течении; $\Delta x = x_1 - x_2$ – малый участок длины трубы от x_1 до x_2.

Среднее значение коэффициента сопротивления трения $\lambda''_{\text{нест}}$ по всей заданной длине l начального участка трубы для условий турбулентного течения в пограничном слое может быть вычислено по другой формуле тех же авторов:

$$\lambda''_{\text{нест}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2 \cdot x / D_0} = \frac{0,43}{\left(\text{Re} \cdot x / D_0\right)^{0,2}} = k'_{\text{нест}}\lambda, \quad (1.199)$$

где

$$k''_{\text{нест}} \approx 1,36 \frac{\text{Re}^{0,05}}{\left(x/D_0\right)^{0,2}}. \quad (1.200)$$

Формулы (1.197) – (1.200) верны, по крайней мере, в пределах $1,7 \cdot 10^4 \le \text{Re} \le 10^6$. Для практических расчетов эти формулы можно применять и при расчете каналов некруглого сечения; кроме того, верхний предел Re может быть увеличен. Значения $\lambda'_{\text{нест}}$ и $\lambda''_{\text{нест}}$ приведены в табл. 1 диаграммы 1.7–21.

50. При больших дозвуковых и сверхзвуковых скоростях газового потока, т. е. при сжимаемом газе, как в условиях охлаждения, так и при адиабатическом течении, коэффициент сопротивления трения для условий турбулентного течения в пограничном слое [586]

$$\lambda'_{\text{сж}} = \lambda'_{\text{нест}} \left[\tau\left(\lambda_c\right)\right]^{0,4}$$

и соответственно

$$\lambda''_{\text{сж}} = \lambda''_{\text{нест}} \left[\tau\left(\lambda_c\right)\right]^{0,4},$$

где $\tau(\lambda_c)$ – газодинамическая функция (1.118); $\lambda'_{\text{нест}}$ и $\lambda''_{\text{нест}}$ принимают соответственно по (1.197) и (1.199).

51. При нестабилизированном ламинарном течении коэффициент сопротивления трения начального участка вычисляют по формуле, аналогичной (1.198), в которой $k_{\text{нест}}$, являющийся функцией параметра $\frac{x}{D_{\text{г}} \text{Re}}$, определяется по табл. 2 диаграммы 1.7–21, полученной на основании данных Френкеля [663].

52. Проточные каналы цилиндрических труб или стержней, широко применяемых во многих теплообменных системах (например, тепловыделяющие элементы – твэлы – атомных реакторов или обычные теплообменники), имеют форму поперечного сечения, отличную от круглой. Обычно стержни в пучке располагают или по углам равностороннего треугольника, или по углам квадрата (рис. 1.83). Поправочный коэффициент для формы сечения продольного пучка зависит как от относительного шага цилиндров $\frac{s}{d}$ (s – расстояние между осями цилиндров), так и от формы упаковки цилиндров и их числа.

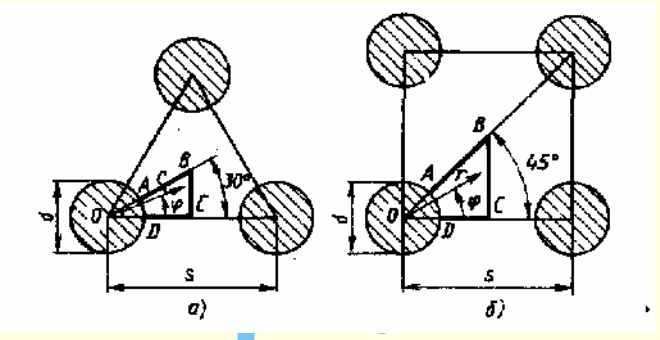


Рис. 1.83. Схемы расположения цилиндрических труб или стержней по углам:
а – равностороннего треугольника; *б* – квадрата

53. В случае ламинарного течения жидкости вдоль пучка без обечаек (в неограниченном пространстве) поправочный коэффициент [399]

$$k_{\text{н}} = k_{\text{п}} = \frac{\left(\bar{d}^2 - 1\right)^3}{4\bar{d}^4 \ln \bar{d} - 3\bar{d}^4 + \bar{d}^2 - 1},$$

где $\bar{d} = \frac{d_*}{d}$;

а) при расположении цилиндров по углам равностороннего треугольника (треугольная упаковка)

$$d_* = \left(\frac{2\sqrt{3}}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}} s;$$

$D_{\text{г}} = d\left[\frac{6}{\pi\sqrt{3}}\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1\right]$, в этом случае при $1,0 \le \frac{s}{d} \le 1,5$ поправочный коэффициент

$$k_{\text{п}} \approx 0,89\frac{s}{d} + 0,63;$$

б) при расположении цилиндров по углам квадрата со стороной s

$$d_* = \frac{2s}{\sqrt{\pi}};$$

$$D_{\text{г}} = \frac{4s^2}{\pi d} - d$$

и

$$k_{\text{п}} \approx 0,96\frac{s}{d} + 0,64.$$

54. В случае турбулентного течения жидкости через пучок со свободным (без обечайки) расположением цилиндров при треугольной или квадратной упаковке с $\frac{s}{d} = 1,0$ поправочный коэффициент $k_{\text{п}} = 0,64$ (см. М. Х. Ибрагимов и др. [243]).

При упаковке малого числа цилиндров в обечайке поправочный коэффициент возрастает и может быть больше единицы.

Справочник по гидравлике

Относительный шаг цилиндров $\frac{s}{d}$ влияет на коэффициент сопротивления по-разному – в зависимости от формы упаковки (см. диаграмму 1.7–9).

При оребрении цилиндров в пучке с обечайкой и $\frac{s}{d} = 1{,}05$ поправочный коэффициент можно принять таким же, как и для кольцевых труб с оребрением (см. пп. 39 и 40).

55. Форма (округленность) поперечного сечения плоскосворачиваемых труб (из металлических лент) зависит от их раздутия под влиянием внутреннего давления и характеризуется отношением полуосей сечения $\frac{a_0}{b_0}$.

Коэффициент сопротивления трения плоскосворачиваемых алюминиевых и стальных труб (см. В. И. Марон и Г. А. Роев [427]):

при $4\cdot10^3 < \mathrm{Re} < 4\cdot10^4$

$$\lambda = \frac{A_1}{\mathrm{Re}^{0,25}},$$

а при $4\cdot10^4 < \mathrm{Re} < 2\cdot10^5$

$$\lambda = \frac{A_2}{\mathrm{Re}^{0,12}},$$

где коэффициенты A_1 и A_2 зависят от отношения полуосей трубы $\frac{a_0}{b_0}$ и определяются по диаграмме 1.7–10.

56. Сопротивление стальных труб со сварными стыками, при которых образуются наплывы металла (грат), больше сопротивления сплошных труб. Дополнительное сопротивление сварных труб при расположении стыков один от другого на относительном расстоянии $\bar{l} = \frac{l_{ст}}{\delta_{ст}}$ можно принять постоянным, не зависящим от $\bar{l}$.

При $\bar{l} \le 50$ влияние стыка снижается с уменьшением относительного расстояния между ними, так что

$$\zeta_{ст} = k_4 \zeta^0_{ст},$$

где $\zeta_{ст}$ и $\zeta^0_{ст}$ – коэффициенты сопротивления одного стыка соответственно на любом расстоянии $\bar{l}$ и на расстоянии $\bar{l} \ge 50$; k_4 – поправка, учитывающая взаимное влияние стыков. Эта поправка может быть приближенно определена на основании зависимости коэффициента сопротивления продольного ряда цилиндров, помещенных в трубе, от относительного расстояния $\bar{l} = \frac{l_ц}{d} = \frac{l_{ст}}{d}$ между цилиндрами – в виде [84]:

$$\zeta_ц = n_{ст}\left[2\lg\bar{l} + 1\right]\cdot\left(\frac{d}{D_0}\right)^{1,4}, \qquad (1.201)$$

где $n_{ст}$ – число цилиндров или в данном случае число стыков на участке трубы заданной длины.

57. Взаимное влияние цилиндров продольного ряда проявляется примерно до $\bar{l} = 50$. Взаимное влияние стыков аналогично такому же влиянию цилиндров в продольном ряду. Поэтому поправку k_4 можно приближенно определять как отношение $\frac{\zeta_ц}{(\zeta_ц)_{\bar{l}=50}}$. Это значит, что на основании (1.201) после соответствующих сокращений будет получено

$$\zeta_ц = 0{,}23\left[2\lg\bar{l} + 1\right].$$

Коэффициент $\zeta^0_{ст}$ определяют в зависимости от $\frac{\delta_{ст}}{D_0}$ по графику *а* диаграммы 1.7–1 или по формуле (1.192):

$$\zeta^0_{ст} = 13{,}8\left(\frac{\delta_{ст}}{D_0}\right)^{\frac{3}{2}} = k_5\left(\frac{\delta_{ст}}{D_0}\right)^{\frac{3}{2}}.$$

Общее сопротивление участка труб со стыками

$$\zeta = n_{ст}\left(\lambda\frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_{ст}\right),$$

где λ определяют в зависимости от Re и $\bar{\Delta}$ на диаграммах 17–1 – 1.7–5.

58. Стыки, выполненные дуговой и контактной сваркой, оказывают значительно меньшее влияние на сопротивление, чем стыки с подкладными кольцами, так как высота стыка при этом получается соответственно меньше. В среднем можно принять «эквивалентную высоту дугового и контактного стыков»[2] $\delta_{экв} = 3$ мм, в то время как высота стыка с подкладными кольцами $\delta_{ст} = 5$ мм.

59. Сопротивление стальных труб с муфтовыми стыками для практических расчетов можно принимать таким же, как сопротивление сварных труб.

При расчете трубопроводов из чугуна можно пренебречь дополнительным сопротивлением, вызываемым наличием раструбных стыков.

60. Наличие на внутренней поверхности трубы кольцевых выемок также повышает ее сопротивление. Общее сопротивление участка с выемками

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_в\left(\lambda\frac{l_в}{D_0} + \zeta_в\right),$$

где $n_в$ – число выемок на рассматриваемом участке трубы; $l_в$ – расстояние между выемками; $\zeta_в$ – коэффициент сопротивления одной выемки; при $\frac{l_в}{D_0} \ge 4$ [624]

$$\zeta_в = 0{,}046\frac{b}{D_0},$$

где b – ширина выемки;

при $\frac{l_в}{D_0} = 2$

$$\zeta_в = 0{,}059\frac{b}{D_0};$$

при $\frac{l_в}{D_0} < 4$

[1] Согласно опытам [17], коэффициент $k_5 = 8{,}26$ для стыков прямоугольной формы и $k_5 = 4{,}14$ – для скругленных стыков.

[2] Под «эквивалентной высотой дугового и контактного стыков» понимается высота стыка с подкладным кольцом, сопротивление которого эквивалентно сопротивлению стыков, выполненных дуговой или контактной сваркой.

Справочник по гидравлике

$$\zeta_{в} = f\left(\frac{b}{D_0}, \frac{l_{в}}{D_0}\right)\zeta_{м}$$

(определяется по диаграмме 1.7–12).

61. У водоводов ГЭС, бывших в эксплуатации, во многих случаях существенно меняется шероховатость стенок. Для учета влияния этого фактора [25] в (1.196) рекомендуется ввести дополнительный параметр $\alpha_{ш}$ (поправка на местную шероховатость), так что указанная формула приобретает вид

$$\lambda = 0{,}11\left(\bar{\Delta} + \alpha_{ш}\frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}. \qquad (1.202)$$

Параметр $\alpha_{ш}$ может меняться в широких пределах (см. табл. 1.41).

62. Поверхности бетонных трубопроводов отличаются от поверхности других труб тем, что на них обычно имеются швы, продольные и поперечные, следы опалубки, раковины и другие неровности. В процессе эксплуатации состояние бетонных поверхностей трубопроводов изменяется, т. е. шероховатость увеличивается. При расчете сопротивления таких трубопроводов влияние стыков, местных сопротивлений, зарастаний и других осложняющих факторов можно также учитывать по (1.202), в которую входит поправка $\alpha_{ш}$, значения которой приведены в табл. 1.41.

63. Образование отложений в трубопроводах представляет собой комплексный процесс, зависящий от физико-химических свойств транспортируемой жидкости (с учетом метода и степени ее очистки), материала трубопровода и характеристики покрытия, а также от гидравлических параметров – средней скорости течения, давления жидкости и диаметра трубы.

64. Учитывая свойства воды образовывать отложения, Камерштейн предлагает природные воды разбить на следующие группы, каждая из которых определяет характер и интенсивность процесса понижения пропускной способности трубопроводов.

Группа *I*. Слабоминерализованные некоррозионные воды с показателем стабильности от – 0,2 до + 0,2; воды с незначительным содержанием органических веществ и растворенного железа.

Группа *II*. Слабоминерализованные коррозионные воды с показателем стабильности до – 1,0; воды, содержащие органические вещества и растворенное железо в количестве, меньшем 3 г/м^3.

Группа *III*. Весьма коррозионные воды с показателем стабильности от – 1,0 до + 2,5, но с малым содержанием хлоридов и сульфатов (меньше 100–150 г/м^3); воды с содержанием железа больше 3 г/м^3.

Группа *IV*. Коррозионные воды с отрицательным показателем стабильности, но с большим содержанием сульфатов и хлоридов (больше 500–700 г/м^3); необработанные воды с большим содержанием органических веществ.

Группа *V*. Воды, характеризующиеся значительной карбонатной и малой постоянной плотностью с показателем стабильности более 0,8, сильно минерализованные и коррозионные воды.

65. Зависимость высоты выступа шероховатости Δ_t, (в мм) от числа лет эксплуатации определяется формулой, полученной Мостковым на основании опытов Камерштейна:

$$\Delta_t = \Delta + \alpha_{л} t_{л}, \qquad (1.203)$$

где Δ – начальное значение высоты выступов шероховатости (см. табл. 1.41); $\alpha_{л}$ – скорость увеличения выступов шероховатости (мм в год), зависящая от физико-химических свойств воды (см. табл. 1.37).

66. Зависимость пропускной способности трубопроводов водоснабжения от срока их службы, свойств транспортируемой воды и диаметра трубопровода выражается формулой

$$Q_t = Q\left(1 - 0{,}01 n t_{л}^{m}\right),$$

где (Q – расчетная пропускная способность трубопровода; $t_{л}$ – продолжительность эксплуатации в годах; n и m – параметры, зависящие от физико-химических свойств транспортируемой воды (см. табл. 1.37)[1]

Таблица 1.37

Значения параметров $\alpha_{л}$, *n*, *m*

Группа воды	Диаметр трубопровода D_0, мм	$\alpha_{л}^{*}$, мм в год	*n*	*m*
I	150–300	0,005–0,055 / 0,025	4,4	0,5
	400–600		2,3	0,5
II	150–300	0,055–0,180 / 0,07	6,4	0,5
	400–600		2,3	0,5
III	150–300	0,18–0,40 / 0,20	11,6	0,4
	400–600		6,4	0,5
IV	150–300	0,40–0,60 / 0,51	18,0	0,35
	400–600		11,6	0,40
V	150–300	0,60–3,00	32,01 8,0	0,25 0,35

* Значение параметра $\alpha_{л}$ возрастает с уменьшением диаметра трубопровода.

Примечание. В числителе приведены пределы изменения $\alpha_{л}$, в знаменателе – наиболее вероятное среднее значение.

67. Газопроводы благодаря более значительным скоростям потока меньше подвергаются механическим загрязнениям, чем водопроводы. При сухих газах, если внутренняя поверхность трубы не подвергается коррозии, шероховатость может даже несколько снизиться, так как трубы отчасти шлифуются сухим газом.

68. Влага, а также содержащиеся в газе сероводород, углекислота и кислород способствуют коррозии металла труб, которая сопровождается изменением размеров, формы и распределения выступов шероховатости на внутренней поверхности трубопровода. Пропускная способность магистральных газопроводов со временем снижается иногда на 15% и более вследствие коррозии и их загрязнения.

69. Увеличение высоты выступов шероховатости внутренней поверхности вентиляционных воздуховодов в про-

[1] Увеличение гидравлического сопротивления трубопроводов водоснабжения в процессе эксплуатации уточнено в работе [614].

Справочник по гидравлике

цессе эксплуатации можно учесть по формуле, аналогичной выражению (1.203) [370]:

$$\Delta_t = \Delta + \alpha_м t_м,$$

где $\alpha_м$ – скорость увеличения выступов шероховатости, мм в месяц (см. табл.1.38);

$t_м$ – продолжительность эксплуатации, месяцы.

70. Движение газа в газопроводах низкого давления, по данным В. В. Даточного [180], возможно при всех режимах, кроме квадратичного, а движение газа в газопроводах среднего и высокого давления происходит при переходном и квадратичном режимах. В основном все газопроводы работают в переходной области.

Уточненные формулы расчета газопроводов низкого и высокого давления см. [17].

Таблица 1.38

Скорость увеличения выступов шероховатости воздуховодов во время эксплуатации [370]

Область применения воздуховодов	Местный отсос	$\alpha_м$, мм в месяц
Пайка мелких радиодеталей на конвейере с применением флюса КСТ	Воронка	2,3–4,4
Пропитка бакелитом абразивных кругов	Камера бакелитизации	0,92–1,36
Приготовление кулинарных изделий на кухонной плите	Кольцевой	0,34–0,49
Хромирование изделий в гальванической ванне	Двухбортовой от ванны	0,49–0,80
Выхлопной участок воздуховода, расположенный вне здания	–	0,03

71. Сопротивление гибких труб, выполненных из металлической ленты (металлорукава, см. диаграмму 1.7–13), существенно больше (в 2–2,5 раза) сопротивления гладких труб. В пределах чисел Рейнольдса $Re = 5\cdot10^4 \div 4\cdot10^5$ коэффициент сопротивления трения таких труб изменяется незначительно ($\lambda = 0{,}025 \div 0{,}0285$). При этом он зависит от направления движения вдоль рукава: при сбегании потока с кромок внутренней ленты λ несколько меньше, чем при набегании на них потока [680].

72. Повышенным гидравлическим сопротивлением обладают и гибкие воздуховоды, изготовленные путем навивки ленты из стеклоткани на каркас из стальной проволоки.

Сопротивление таких воздуховодов в основном определяется складчатостью их поверхности (а не обычной шероховатостью). Коэффициент сопротивления трения стеклотканевых воздуховодов с регулярной складчатой поверхностью может быть определен по предложенной в работе Л. С. Клячко и Т. Г. Макаренковой [336] приближенной формуле, отражающей структурную зависимость λ, от диаметра воздуховода и ширины ленты b:

$$\lambda \approx \lambda_0 \left(\frac{D_0}{D_0'}\right)^{\frac{D_0'}{D_0}} \left(\frac{b}{b_0}\right)^m,$$

где λ_0, D', b_0 – соответственно коэффициент сопротивления трения, диаметр и ширина ленты базового воздуховода; $\lambda_0 = 0{,}052$;

$D_0' = 0{,}1$ м; $b_0 = 0{,}02$ м; m – коэффициент, учитывающий изменение шага навивки; для рассматриваемой конструкции $m = \frac{1}{5}$. Воздуховоды диаметром $D_0 \le 0{,}2$ м имеют ширину стеклотканевой ленты $b = 0{,}02$ м, а диаметром $D_0 > 0{,}2$ м – ширину $b = 0{,}03$ м.

Более точные значения λ стеклотканевых воздуховодов, полученные экспериментально [336], приведены в соответствующей таблице диаграммы 1.7–13 в зависимости от диаметра D_0 и числа Рейнольдса.

73. Сопротивление гибких гофрированных труб при турбулентном течении зависит от отношения высоты h гребня гофра к его длине l и мало зависит от числа Рейнольдса.

Коэффициент сопротивления трения λ армированных резиновых рукавов, характеристики которых приведены на диаграмме 1.7–14, не зависит от числа Рейнольдса в пределах изменения его от 4000 и выше вследствие значительной шероховатости этих рукавов. Значение λ с увеличением диаметра рукавов растет, так как вместе с этим увеличивается и высота внутренних рубцов (см. [619, 620]).

При определении потерь давления по (1.188) вместо $d_{усл}$ следует подставлять $d_{расч}$, определенное по графику *б* диаграммы 1.7–14 в зависимости от среднего внутреннего давления.

75. Коэффициент сопротивления трения λ гладких резиновых рукавов, характеристики которых приведены на диаграмме 1.7–15, можно найти по формуле В. Ф. Тольцмана и Ф. А. Шевелева [620]:

$$\lambda = \frac{A}{\mathrm{Re}^{0{,}265}},$$

где при числах Рейнольдса $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 d_{усл}}{\nu}\right)$ 5000÷120 000 величина $A = 0{,}38 \div 0{,}52$ (в зависимости от качества рукавов).

При определении потерь давления по (1.188) расчетный диаметр следует назначать, исходя из среднего внутреннего давления (по графику *б* диаграммы 1.7–16).

76. Коэффициент сопротивления трения λ гладких армированных резиновых рукавов определяют по графикам диаграммы 1.7–16 в зависимости от среднего внутреннего давления и $d_{усл}$.

При определении потерь давления по (1.188) следует подставлять не условный диаметр рукава, а расчетный и длину рукава умножать на поправочный коэффициент k, который находят по графикам *в* и *г* диаграммы 1.7–17 в зависимости от среднего внутреннего давления.

77. Для труб больших диаметров (300–500 мм) из прорезиненного материала, применяемых для проветривания шахт, с соединениями, обычно выполняемыми с помощью проволочных колец, заделанных в концы патрубков (см. диаграмму 1.7–17), суммарное сопротивление складывается (по Г. А. Адамову) из сопротивления трения и сопротивления соединений:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_c \left(\lambda \frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_c\right),$$

где n_c – число соединений; λ (см. диаграмму 1.7–17) определяют для различных степеней натяжения: плохого (с боль-

Справочник по гидравлике

шими складками и изломами), среднего (с незначительными складками) и хорошего (без складок); $l_{ст}$ – расстояние между стыками, м; $\zeta_с$ – коэффициент сопротивления одного соединения (см. диаграмму 1.7–17).

78. Коэффициенты сопротивления трения λ фанерных труб (из березовой фанеры с продольными волокнами) определяют по данным Г. А. Адамова и И. Е. Идельчика, приведенным на диаграмме 1.7–18 [11].

79. Коэффициенты сопротивления трения труб из полимеров (пластмассы) могут быть определены по формулам, предложенным Ю. С. Оффенгенденом [483, 484] и приведенным на диаграмме 1.7–19. Там же указаны области применения этих формул. Как правило, пластмассовые трубы относятся к малошероховатым ($\Delta \le 30$ мкм). Наименьшую абсолютную шероховатость имеют трубы из фторопласта, наибольшую – стеклопластиковые и фаолитовые. У пластмассовых труб наблюдается также микро- и макроволнистость [484]. В первом приближении при $5\cdot10^4 < \mathrm{Re} < 3\cdot10^5$ (с погрешностью до 25% и более) для гидравлического расчета пластмассовых труб можно использовать формулу Кольбрука – Уайта (1.195) или близкие к ней формулы (см. выше) с подстановкой значений Δ, приведенных в табл. 1.41. Для полиэтиленовых (нестабилизированных), фторопластовых и полипропиленовых труб значение Δ не определяют, так как для них коэффициент λ может быть найден по формулам для гладких труб [484].

80. Коэффициенты местных сопротивлений различных видов стыковых соединений пластмассовых труб могут быть определены по соответствующим формулам [484], приведенным на диаграмме 1.7–20. Наименьшее гидравлическое сопротивление наблюдается при муфтовом соединении, а наибольшее – при сварочном (в основном из-за плохого качества сварного шва).

81. Все рекомендованные выше значения λ относятся к несжимаемой жидкости. Для приближенного учета влияния сжимаемости газа при очень большой длине участка может быть использована формула, полученная Ф. С. Ворониным [108]:

$$\lambda_{сж} = \lambda\left(1+\frac{k-1}{2}\mathrm{M}^2\right)^{-0,47},$$

где λ, $\lambda_{сж}$ – коэффициенты сопротивления трения соответственно при несжимаемой и сжимаемой жидкости (газе).

Формула подтверждает, что с точностью до 3% влиянием сжимаемости можно пренебречь для значений M до 0,6. Заметное уменьшение коэффициента λ наблюдается только в узкой околозвуковой области, а также при сверхзвуковых скоростях потока (примерно на 15%) [585, 586].

82. При движении жидкости в трубопроводе постоянного сечения с оттоком или притоком части потока через пористые боковые стенки, продольную щель или боковые ответвления коллекторов (рис. 1.84) коэффициент сопротивления трения λ изменяется вследствие изменения вдоль пути скорости потока (числа Re).

83. Локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ цилиндрической трубы с пористыми стенками при равномерном и круговом (по всему периметру) оттоке, т. е. когда

$$\bar{v} \equiv \frac{v}{v_\delta} = 1 \quad \text{и} \quad \bar{w} \equiv \frac{w}{w_0} = 1-\alpha_0\bar{x},$$

в случае ламинарного течения вычисляется на основе формулы, полученной П. И. Быстровым и В. С. Михайловым [84][1]:

$$\lambda_л = \frac{32\left(3+\tilde{a}_0\right)}{\mathrm{Re}_0\left(1-\alpha_0\bar{x}\right)}.$$

Здесь $v_\delta = \dfrac{\alpha_0 w_0}{\bar{f}}$ – средняя скорость оттока (притока) через боковые отверстия; $\bar{f} = \sum\dfrac{f}{F_0}$ – отношение суммарной площади боковых отверстий (ответвлений) пористого участка трубы $\alpha_0 = 1-\dfrac{w_1}{w_0}$; $\bar{x} = \dfrac{x}{l}$; $\mathrm{Re}_0 = \dfrac{w_0 D_0}{\nu}$; $\tilde{\alpha}_0$ определяется профилем скорости на входе в раздающий коллектор (для параболического профиля $\tilde{\alpha}_0 \approx -0,17$; для косинусоидального $\tilde{\alpha}_0 \approx -0,33$); w_0 и w_1 – средняя скорость соответственно в начальном ($x = 0$) и конечном ($x = 1$) сечениях пористого участка трубы.

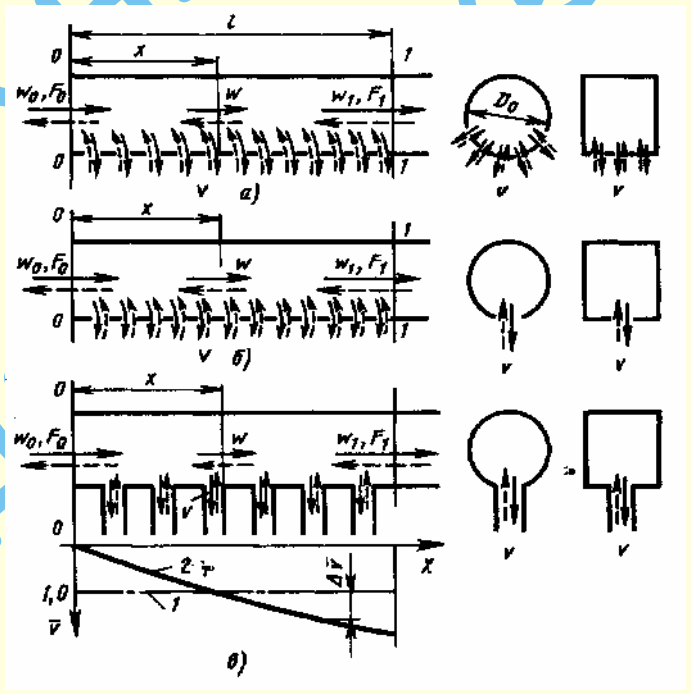


Рис. 1.84. Схемы течения жидкости в коллекторах с изменением расхода вдоль пути; коллекторы:
а – с перфорированными стенками; *б* – с продольной щелью;
в – с боковыми ответвлениями: *1* – $\bar{v} = 1,0 = \mathrm{const}$;
2 – $\bar{v}$ при переменном оттоке

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка трубы длиной l [289]

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\left[\frac{32\left(3+\tilde{a}_0\right)}{\mathrm{Re}_0}\cdot\left(1-0,5\alpha\right)\right].$$

84. Локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ при тех же условиях, что в п. 83, в случае турбулентного течения и при $20 \le \dfrac{L}{D} \le 25$ вычисляется по формулам [84]:

[1] Введенный автором в эту формулу коэффициент α_0 распространяется и на случай транзитного расхода ($\alpha_0 < 1$).

Справочник гидравлика

при $\varepsilon' \le 0,2$

$$\lambda_л = \lambda + 5,54\varepsilon' \frac{v}{w}; \qquad (1.204)$$

при $\varepsilon' > 0,2$

$$\lambda_л = \lambda + 5,54\varepsilon' \frac{v}{w} + \frac{N_v}{\varepsilon' \cdot v/w}\left(1 - \frac{v/w_0}{v/w}\right). \qquad (1.205)$$

Здесь λ – коэффициент сопротивления трения гладкой трубы, определяемый по диаграмме 1.7–1;

$$N_v = 0,0256B\left(\varepsilon' \cdot \frac{v}{w}\right)^{0,435};$$

$$B = \frac{\lambda_\varepsilon - \lambda}{0,2 - \lambda};$$

λ_ε находят из выражения

$$\lg \lambda_\varepsilon = \lg \lambda \exp\left(-6,63\varepsilon'^3\right),$$

где ε' – коэффициент пористости стенок трубы.

В интервале $20 \le \frac{l}{D} \le 25$ коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка трубы длиной l:

при $\varepsilon' \le 0,2$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\left[\lambda\left(1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0^2}{3}\right) + 5,54\varepsilon \cdot \frac{\alpha_0}{\bar{f}} \cdot (1 - 0,5\alpha_0)\right];$$

при $\varepsilon' > 0,2$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\left\{\lambda\left(1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0^2}{3}\right) + 5,54\varepsilon' \cdot \frac{\alpha_0}{\bar{f}} \times \right.$$
$$\times (1 - 0,5\alpha_0) + \frac{0,00157\alpha_0^{0,435}\bar{f}^{0,565}}{\varepsilon^{0,565}} \times$$
$$\left. \times \left[1 - 4,565(1-\alpha_0)^{3,565} + 3,565(1-\alpha_0)^{4,565}\right]\right\}.$$

85. Локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ раздающего коллектора с односторонним и равномерным оттоком при турбулентном течении [84]

$$\lambda_л = \lambda + 8\varepsilon' \frac{v}{w},$$

а коэффициент гидравлического сопротивления всего участка коллектора длиной l [289]

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\left[\lambda\left(1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0^2}{3}\right) + 8\varepsilon' \cdot \frac{\alpha_0}{\bar{f}}(1 - 0,5\alpha_0)\right].$$

86. При круговом и равномерно-переменном оттоке из цилиндрической трубы, когда относительная скорость оттока $\bar{v}$ изменяется линейно от $\bar{v} = 1 - \Delta\bar{v}$ до $\bar{v} = 1 + \Delta\bar{v}$ и соответственно $\bar{w} \equiv \frac{w}{w_0} = 1 - \alpha_0(1 - \Delta\bar{v})\bar{x} - \alpha_0\Delta\bar{v}\,\bar{x}^2$,

$\bar{v} \equiv \frac{v}{v_\delta} = 1 - \Delta\bar{v} + 2\Delta\bar{v}\,\bar{x}$, где $\Delta\bar{v} \equiv \frac{\Delta v}{v_\delta}$ – отклонение относительной скорости от среднего ее значения (от единицы – см. рис. 1.84).

Локальный коэффициент сопротивления трения в случае ламинарного течения

$$\lambda_л = \frac{32(3 + \tilde{a}_0)}{\mathrm{Re}_0\left[1 - \alpha_0(1 - \Delta\bar{v})\bar{x} - \alpha_0\Delta\bar{v}\,\bar{x}^2\right]}.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [289]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{32(3 + \tilde{a}_0)}{\mathrm{Re}_0} \cdot \frac{l}{D_0}\left[1 - 0,5\alpha_0 + \frac{1}{6}\alpha_0\Delta\bar{v}\right].$$

87. В случае турбулентного течения при тех же условиях, что в п. 86, локальный коэффициент сопротивления трения $\lambda_л$ принимают приближенно по (1.204) и (1.205).

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [289]:

при $\varepsilon' \le 0,2$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\left\{\lambda\left[1 - \alpha_0 + \right.\right.$$
$$+ \frac{\alpha_0}{3}\left(\Delta\bar{v} + \alpha_0 - 0,5\alpha_0\Delta\bar{v} + \right.$$
$$\left.\left. +0,1\alpha_0\Delta\bar{v}^2\right)\right] + 5,54\varepsilon' \cdot \frac{\alpha_0}{\bar{f}} \cdot (1 - 0,5\alpha_0)\Big\};$$

при $\varepsilon' > 0,2$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\left\{\lambda\left[1 - \alpha_0 + \frac{\alpha_0}{3}\left(\Delta\bar{v} + \alpha_0 - \right.\right.\right.$$
$$\left.\left.\left. -0,5\alpha_0\Delta\bar{v} + 0,1\alpha_0\Delta\bar{v}^2\right)\right] + 5,54\varepsilon' \cdot \frac{\alpha_0}{\bar{f}} \cdot \right.$$
$$\left. \cdot (1 - 0,5\alpha_0) + \Delta\lambda\right\},$$

где

$$\Delta\lambda = \frac{0,0256B}{\left(\varepsilon' \cdot \frac{\alpha_0}{\bar{f}}\right)^{0,565}} \times$$
$$\times\left\{\int_0^1 \frac{\left[1 - \alpha_0(1 - \Delta\bar{v})\bar{x} - \alpha_0\Delta\bar{v}\,\bar{x}^2\right]^{2,565}}{(1 - \Delta\bar{v} + 2\Delta\bar{v}\,\bar{x})^{0,565}} d\bar{x} - \right.$$
$$- \int_0^1 \frac{\left[1 - \alpha_0(1 - \Delta\bar{v})\bar{x} - \alpha_0\Delta\bar{v}\,\bar{x}^2\right]^{3,565}}{(1 - \Delta\bar{v} + 2\Delta\bar{v}\,\bar{x})^{0,565}} d\bar{x} =$$
$$\left. = \frac{0,0256B}{\left(\varepsilon' \cdot \frac{\alpha_0}{\bar{f}}\right)^{0,565}}(J_1 - J_2)\right\};$$

J_1 и J_2 – соответственно первый и второй интегралы в выражении $\Delta\lambda$.

Величина $\Delta\lambda$ может быть определена численным методом на ЭВМ. Подсчитанные значения разности $J_1 - J_2$ приведены в табл. 1.39.

88. В случае турбулентного течения и одностороннего неравномерного оттока (см. рис. 1.84) локальный коэффициент сопротивления трения согласно [84]:

при $\varepsilon' \le 0,2$

Справочник по гидравлике

$$\lambda_л = \lambda + 6,5\varepsilon'\frac{v}{w};$$

при $\varepsilon' > 0,2$

$$\lambda_л = \lambda + N_{р.к}\varepsilon'\frac{v}{w},$$

где $N_{р.к} \approx 7,4\varepsilon'\left(\frac{l}{D_0}\right)^{0,5}\left[1-\exp\left(-0,016\frac{l}{D_0}\times\frac{\zeta_{отв}}{\overline{f}^2}\right)^{0,6}\right]$;

$\zeta_{отв} \equiv \frac{\Delta p}{\rho v_Б^2/2}$ – суммарный коэффициент сопротивления бокового ответвления коллектора, приведенный к скорости $v_Б$.

Таблица 1.39

Значения $J_1 - J_2$

α_0	$\Delta\overline{v}$							
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0,1	0,042	0,040	0,038	0,036	0,035	0,031	0,028	0,024
0,2	0,070	0,067	0,064	0,061	0,059	0,053	0,048	0,042
0,3	0,086	0,083	0,080	0,077	0,074	0,068	0,061	0,054
0,4	0,093	0,091	0,088	0,085	0,083	0,077	0,070	0,061
0,5	0,094	0,092	0,090	0,088	0,086	0,081	0,074	0,065
0,6	0,090	0,089	0,088	0,087	0,086	0,082	0,076	0,067
0,7	0,084	0,084	0,084	0,084	0,083	0,080	0,075	0,067
0,8	0,076	0,077	0,078	0,079	0,079	0,078	0,074	0,066
0,9	0,068	0,070	0,072	0,073	0,074	0,074	0,072	0,065
1,0	0,061	0,064	0,066	0,068	0,070	0,071	0,070	0,063

Коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [289]:

при $\varepsilon' \le 0,2$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\Big/\Big\{\lambda\left[1-\alpha_0+\frac{\alpha_0}{3}\times\right.$$

$$\left.\times\left(\Delta\overline{v}+\alpha_0-0,5\alpha_0\Delta\overline{v}+0,1\alpha_0\Delta\overline{v}^2\right)\right]+6,5\varepsilon'\cdot\frac{\alpha_0}{\overline{f}}\times$$

$$\times\left(1-0,5\alpha_0\right)\Big\};$$

при $\varepsilon' > 0,2$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{l}{D_0}\Big\{\lambda\Big[1-\alpha_0+\frac{\alpha_0}{3}\left(\Delta\overline{v}+\alpha_0-\right.$$

$$\left.-0,5\alpha_0\Delta\overline{v}+0,1\alpha_0\Delta\overline{v}^2\right)\Big]+N_{р.к}\varepsilon'\cdot\alpha_0\cdot\overline{f}\cdot\left(1-0,5\alpha_0\right)\Big\};$$

89. В случае турбулентного течения и равномерного притока (вдува) локальный коэффициент сопротивления трения

$$\lambda_л = 1,5\varepsilon'\frac{v}{w}. \qquad (1.206)$$

При этом коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l [289]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1,5\varepsilon'\cdot\frac{\alpha_0}{\overline{f}}\cdot\frac{l}{D_0}\cdot\left(1-0,5\alpha_0\right).$$

90. В случае турбулентного течения и равномерно-переменного притока (вдува), при котором относительная скорость притока меняется по линейному закону от $\overline{v} = 1+\Delta\overline{v}$ до $\overline{v} = 1-\Delta\overline{v}$ и соответственно $\overline{w} = 1-\alpha_0(1+\Delta\overline{v})\overline{x}+\alpha_0\Delta\overline{v}\,\overline{x}^2$,

$\overline{v} \equiv \frac{v}{v_\delta} = 1+\Delta\overline{v}-2\Delta\overline{v}\,\overline{x}$.

Локальный коэффициент сопротивления трения принимается приближенно по (1.206), а коэффициент гидравлического сопротивления пористого участка длиной l

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1,5\varepsilon'\cdot\frac{\alpha_0}{\overline{f}}\cdot\frac{l}{D_0}\left(1-0,5\alpha_0-0,17\alpha_0\cdot\Delta\overline{v}\right).$$

91. Коэффициент сопротивления бокового ответвления коллекторов [246, 249]:

при оттоке (раздающий коллектор)

$$\zeta_{отв} \equiv \frac{\Delta p}{\rho v_\Omega^2/2} = 0,25\overline{f}^2+\left(\frac{f_б}{f_a}\right)^2+\zeta_{зап}+\zeta_{уч}+1;$$

при вдуве (собирающий коллектор)

$$\zeta_{отв} = 1,5\overline{f}^2+\left(\frac{1}{n_б}-\frac{1}{n_\Omega^2}-0,125\right)+0,75+\left(\frac{f_б}{f_a}\right)^2+\zeta_{зап}+\zeta_{уч};$$

при спаренных коллекторах (П-образная или Z-образная форма)

$$\zeta_{отв} = 0,25\overline{f}^2+1,75+\zeta_{зап}+\zeta_{уч}.$$

Здесь $f_б$ и f_a – соответственно площади бокового отверстия и конечного сечения всего ответвления (выход в неограниченное пространство); $\zeta_{зап}$ – коэффициент сопротивления любого аппарата, включенного в сеть бокового ответвления, приведенный к скорости $v_б$, $\zeta_{уч}$ – коэффициент сопротивления всех участков бокового ответвления до и после аппарата, приведенный к скорости $v_б$, $n_б$ – число боковых ответвлений.

92. Введение в поток жидкости или газа макроскопических частиц или добавление к капельным жидкостям полимеров с большой молекулярной массой существенно снижает коэффициент сопротивления трения в трубах («эффект Томса» [1026,1029]).

При турбулентном режиме течения под влиянием полимерных добавок к капельной жидкости или твердых частиц в газе существенно уменьшаются поперечные составляющие пульсации скорости и турбулентное трение, выражаемое рейнольдсовыми напряжениями; в результате снижается коэффициент сопротивления. При ламинарном режиме указанные добавки не снижают коэффициент сопротивления и не затягивают этот режим течения.

Коэффициент сопротивления максимально уменьшается в области низких значений чисел Рейнольдса полностью развитого турбулентного течения (рис. 1.85).

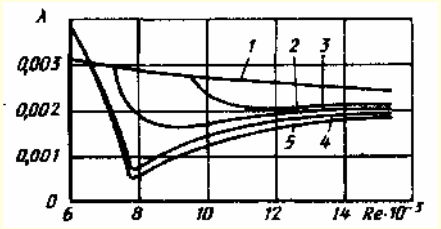


Рис. 1.85. Коэффициент сопротивления трения гладкой пластины в запыленном потоке воздуха ($G_м$ = 3,7 г/с) [70] по сравнению с незапыленным (*1*); размеры твердых частиц: *2* – 1680 мкм; *3* – 840 мкм; *4* – 200 мкм; *5* – 100 мкм

Справочник по гидравлике

93. Коэффициент сопротивления трения изменяется также в зависимости от концентрации и вида полимера (в воде) и соответственно размеров взвешенных твердых частиц (в воздушном потоке). Чем больше при данном числе Рейнольдса концентрация полимера (полиакриламид – ПАА) в воде (рис. 1.86), тем значительнее снижается коэффициент λ (аналогичные результаты можно наблюдать и по данным других работ [см. 53, 54, 505, 506, 558 и др.]).

Коэффициент λ определяют [26] по формуле

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left[\left(\frac{\mathrm{Re}_{*\text{пор}}}{\mathrm{Re}_*}\right)^{\frac{\alpha_\text{п}}{5,75}}\left(\frac{2,51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3,7}\right)\right],$$

где

$\mathrm{Re}_* = \dfrac{w_* D_0}{\nu}$ – динамическое число Рейнольдса;

$\mathrm{Re}_{*\text{пор}} = \dfrac{w_{\text{пор}} D_0}{\nu}$ – пороговое число Рейнольдса, отвечающее началу снижения гидравлического сопротивления;

[$w_* = \sqrt{\dfrac{\tau_0}{\rho}}$ – динамическая скорость (τ_0 – касательное напряжение на стенке); $w_{*\text{пор}}$ – пороговая динамическая скорость;]

$\alpha_\text{п}$ – параметр, зависящий от вида и концентрации полимера (находится из опытных данных).

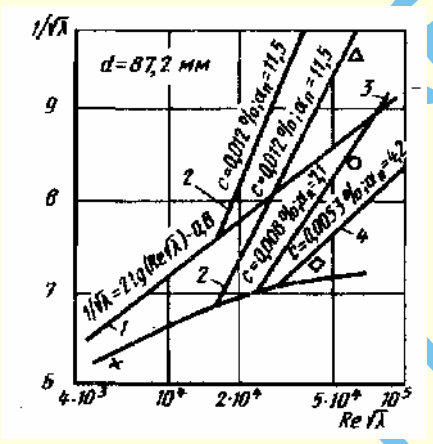


Рис. 1.86. Зависимость $\dfrac{1}{\sqrt{\lambda}} = f\left(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}\right)$ для воды с добавками ПАА различных концентраций [26]:
1 – для гладких труб; *2*, *3*, *4* – по формуле п. 93 при различных концентрациях ПАА: + – водопроводная вода; □ – вода + ПАА (c = 0,0053%); О – вода + ПАА (c = 0,008%); Δ – вода + ПАА (c = 0,012%)

94. С увеличением концентрации твердых частиц $\mu_\text{к}$ –(рис. 1.87) коэффициент сопротивления трения λ вначале резко уменьшается или, что то же, отношение $\dfrac{(\lambda_0 - \lambda)}{\lambda_0}$ (где λ_0 значение λ при $\mu_\text{к}$ = 0) резко возрастает [70]; при $\mu_\text{к}$ = 0,8 – 1,5 отношение $\dfrac{(\lambda_0 - \lambda)}{\lambda_0}$ достигает максимума, после чего эта величина начинает уменьшаться, пока при $\mu_\text{к}$ = 2 ÷ 3 не станет равной нулю. Чем меньше размеры взвешенных частиц, тем больше максимум $\dfrac{(\lambda_0 - \lambda)}{\lambda_0}$ и тем раньше этот максимум наступает, но при тем меньших значениях $\mu_\text{к}$ прекращается снижение коэффициента сопротивления трения.

95. При пневмотранспорте концентрация и размеры взвешенных в потоке твердых частиц почти всегда значительны, поэтому влияние поперечных составляющих скоростей турбулентного потока на механизм взвешивания этих частиц и сопротивление трения становится пренебрежимо малым. Основное значение при этом имеют такие дополнительные факторы, как лобовое сопротивление частиц, действующая на них подъемная сила, сила тяжести и другие факторы, которые повышают сопротивление движению транспортирующего потока (см. список литературы ко второму разделу).

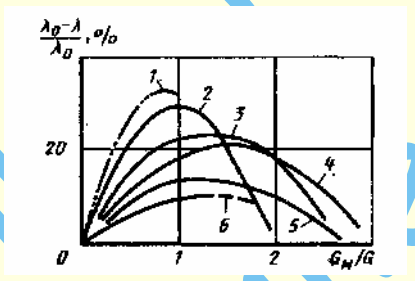


Рис. 1.87. Сопротивление трения на поверхности круглой трубы при различных отношениях массовых расходов [70]; размеры твердых частиц, мкм: *1* – 60; *2* – 15; *3* – 100; *4* – 200; *5* – 840; *6* – 1680; λ_0 – значение λ при μ = 0

96. При установившемся движении в горизонтальной трубе (далеко от входа, отсутствие волочения транспортируемого материала), наличии значительной разности плотностей взвешенных частиц и воздуха и достаточных их размерах отдельные частицы периодически падают на стенку трубы и снова от нее отскакивают, совершая таким образом непрерывное скачкообразное движение.

97. Потеря энергии, возникшая при ударе о стенку, является причиной уменьшения поступательной скорости частиц, которая затем снова восстанавливается вследствие взаимодействия частиц с потоком. Это обстоятельство и приводит к дополнительному расходу энергии транспортирующим потоком.

98. При наличии теплообмена через стенки трубы температура жидкости (газа) меняется как по ее длине, так и по сечению трубы; последнее приводит к изменению плотности жидкости и ее вязкости и, как следствие этого – профиля скорости и гидравлического сопротивления [325].

99. Коэффициент сопротивления трения при неизотермическом движении капельной жидкости рассчитывается по формуле

$$\frac{\lambda_\text{неиз}}{\lambda_\text{из}} = \left(\frac{\eta_\text{ст}}{\eta_\text{ж}}\right)^n, \qquad (1.207)$$

где $\lambda_\text{неиз}$ и $\lambda_\text{из}$ –коэффициенты сопротивления трения при неизотермическом и изотермическом движении соответственно (при вычислении $\lambda_\text{из}$ плотность и вязкость принимают для средней температуры жидкости); $\eta_\text{ст}$ и $\eta_\text{ж}$ – динамические вязкости при температуре стенки трубы $T_\text{ст}$ и средней температуре жидкости $T_\text{ж}$ соответственно;

$n = f\left(\dfrac{\eta_\text{ст}}{\eta_\text{ж}}, \mathrm{Pe}\cdot\dfrac{d}{l}\right)$ – см. табл. 1.40; $\mathrm{Pe} = \dfrac{wl}{\alpha_\tau}$ – критерий Пекле; α_τ – температуропроводность, м^2/с. При охлаждении

жидкости $\left(\frac{\eta_{ст}}{\eta_{ж}} > 1\right)$ из (1.207) следует, что коэффициент сопротивления трения возрастает. При нагревании жидкости $\left(\frac{\eta_{ст}}{\eta_{ж}} < 1\right)$ $\lambda_{неиз}$ становится меньше $\lambda_{из}$.

Таблица 1.40

Значения показателя *n* в (1.207)

$Re \cdot \frac{d}{l}$	$\eta_{ст}/\eta_{ж}$				
	0,1	1,0	10	100	1000
60	0,78	0,67	0,58	0,51	0,44
100	0,67	0,58	0,50	0,44	0,38
150	0,59	0,51	0,45	0,39	0,33
200	0,54	0,47	0,41	0,35	0,31
400	0,44	0,38	0,33	0,29	0,25
600	0,39	0,34	0,29	0,25	0,22
1000	0,33	0,29	0,25	0,22	0,19
1500	0,36	0,26	0,22	0,19	0,17
2500	0,28	0,25	0,21	0,18	0,16
5000	0,26	0,23	0,20	0,17	0,15
10000	0,25	0,21	0,19	0,16	0,14
30000	0,22	0,19	0,17	0,14	0,13

100. Для определения коэффициента сопротивления трения гидравлически гладких труб при турбулентном движении жидкости может быть использована формула [431]

$$\lambda_{неиз} = \frac{1}{\left[1{,}82 \lg\left(Re\sqrt{\frac{\eta_{ст}}{\eta_{ж}}}\right) - 1{,}64\right]^2}.$$

101. Коэффициент сопротивления трения при неизотермическом турбулентном движении нагреваемого газа может быть вычислен по приближенной формуле Кутателадзе–Леонтьева, верной в пределах $Re = 10^5 \div 6 \cdot 10^6$ и $\frac{T_{ст}}{T_г} = 1 \div 3$:

$$\frac{\lambda_{неиз}}{\lambda_{из}} = \frac{4}{\left(\sqrt{T_{ст}/T_г} + 1\right)^2},$$

где $T_г$ – среднемассовая температура газа.

102. При определении эквивалентной шероховатости стенок рассчитываемого участка труб (канала) можно руководствоваться данными, приведенными в табл. 1.41.

Таблица 1.41

Эквивалентная шероховатость поверхности труб и каналов

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
		Металлические трубы	
I	Цельнотянутые из латуни, меди и свинца	Технически гладкие	0,0015–0,0100
	Цельнотянутые алюминиевые	Технически гладкие [927]	0,015–0,060
II	Цельнотянутые стальные	Новые, не бывшие в употреблении [251, 709, 921, 969]	0,02–0,10 (В зависимости от времени хранения на складе)
		Очищенные после многих лет эксплуатации [927]	До 0,04
		Битумизированные [927]	До 0,04
		Теплофикационные для перегретого пара и водяные при наличии деаэрации и химической очистки проточной воды [459]	0,10
		После одного года эксплуатации на газопроводе [251]	0,12
		После нескольких лет эксплуатации насосно-компрессорных труб на газовой скважине в различных условиях [10]	0,04–0,20
		После нескольких лет эксплуатации на газовой скважине [25]	0,06–0,22
		Паропроводов насыщенного пара и водяных теплопроводов при незначительных утечках воды (до 0,5%) и деаэрации подпитка [459]	0,20
		Водяных систем отопления вне зависимости от источника их питания	0,20
		Нефтепроводов для средних условий эксплуатации [459]	0,20
		Умеренно корродированные [969]	≈ 0,4
		При небольших отложениях накипи [969]	≈ 0,4

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.41

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
		Паропроводов, работающих периодически (с простоями), и конденсатопроводов с открытой системой конденсата [459]	0,5.
		Воздухопроводов сжатого воздуха от поршневых компрессоров и турбокомпрессоров [459]	0,8
		После нескольких лет эксплуатации в различных условиях (корродированные или с небольшими отложениями) [10]	0,15–1,0
		Конденсатопроводов, работающих периодически, и водяных теплопроводов при отсутствии деаэрации и химической очистки подпиточной воды и при больших утечках из сети (до 1,5–3%) [459]	1.0
		Водопроводные, находившиеся в эксплуатации	1,2–1,5
		С поверхностью в плохом состоянии [842]	≥ 5,0
III	Цельносварные стальные	Новые или старые, в хорошем состоянии [874, 927]	0,04–0,10
		Новые, битумизированные [926]	≈ 0,05
		Бывшие в эксплуатации (битум частично растворен), корродированные [969]	≈ 0,10
		Бывшие в эксплуатации (равномерная коррозия [969]	≈ 0,15
		Без заметных неровностей в местах соединений; изнутри покрыты лаком (толщина слоя около 1,0 мм); хорошее состояние поверхности [910]	0,3–0,4
		Магистральных газопроводов после многих лет эксплуатации [969].	≈ 0,5
		С простой или двойной поперечной клепкой; изнутри покрыты лаком (толщина слоя 1,0 мм) или без лака, но некорродированные [874]	0,6–0,7
		Изнутри покрытые лаком, но не свободные от окисления; загрязненные в процессе эксплуатации на воде, но некорродированные [874]	0,95–1,0
		Магистрального газопровода после 20 лет эксплуатации со слоевыми отложениями [969]	1,1
		С двойной поперечной клепкой, некорродированные [969], загрязненные в процессе эксплуатации на воде [709]	1,2–1,5
		Со слабыми отложениями [969]	1,5
		С двойной поперечной клепкой, сильно корродированные [969]	2,0
		При значительных отложениях [969]	2,0–4,0
		После 25 лет эксплуатации на городском газопроводе, с неравномерными отложениями смолы и нафталина [969]	2,4
		С поверхностью в плохом состоянии [874]	5,0
IV	Клепаные стальные	Клепаные вдоль и поперек по одному ряду заклепок; изнутри покрыты лаком (толщина слоя 1,0 мм); хорошее состояние поверхности [874]	0,3–0,4
		С двойной продольной клепкой и простой поперечной клепкой; изнутри покрыты лаком (толщина слоя 1,0 мм) или без лака, но некорродированные [874]	0,6–0,7
		С простой поперечной и двойной продольной клепкой; изнутри просмоленные или покрытые лаком (толщина слоя 1,0–2,0 мм) [874]	1,2–1,3
		С четырьмя-шестью продольными рядами клепки; длительное время в эксплуатации [874]	2,0
		С четырьмя поперечными и шестью продольными рядами клепки; соединения изнутри перекрыты [874]	4,0
		С поверхностью в наихудшем состоянии; неравномерное перекрытие в месте соединения [874]	≥ 5,0

Справочник по гидравлике.

Продолжение таблицы 1.41

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
V	Из кровельной стали	Непроолифленная	0,02–0,04
		Проолифленная	0,10–0,15
VI	Оцинкованные стальные	Чистая оцинковка, новые	0,07–0,10
		Обычная оцинковка [969]	0,1–0,15
VII	Оцинкованные из листовой стали	Новые [921]	0,15
		Бывшие в эксплуатации на воде [799]	0,18
VIII	Стальные	С двусторонним стеклоэмалевым покрытием [464]	0,001–0,010
IX	Чугунные	Новые [799]	0,25–1,0
		Новые, битумизированные [969]	0,10–0,15
		Асфальтированные [921]	0,12–0,30
		Водопроводные, бывшие в эксплуатации [709]	1,4
		Бывшие в эксплуатации, корродированные [969]	1,0–1,5
		С отложениями [921, 969]	1,0–1,5
		При значительных отложениях [969]	2,0–4,0
		Очищенные после многих лет эксплуатации	0,3–1,5
		Сильно корродированные [874]	До 3,0
X	Водоводы ГЭС, стальные [25, 127]	**Новые чистые**	
		Бесшовные (без стыков), тщательно уложенные	0,015–0,040
		С продольным сварным швом, тщательно уложенные	0,030–0,012
		То же с поперечными сварными стыками	0,08–0,17
		Новые чистые, с внутренним покрытием	
		Битумным в заводских условиях	0,014–0,018
		То же со сварными поперечными стыками	0,20–0,60
		Оцинкованные	0,10–0,20
		Грубооцинкованные	0,40–0,70
		Покрытые битумом, криволинейные в плане	0,10–1,40
		Старые чистые	
		С незначительной коррозией или инкрустацией	0,10–0,30
		С умеренной коррозией или легкими отложениями	0,30–0,70
		Со значительной коррозией	0,80–1,50
		Очищенные после зарастания или ржавления	0,15–0,20
		Бывшие в эксплуатации (монтаж в производственных условиях)	
		Цельносварные, до 2 лет эксплуатации, без отложений	0,12–0,24
		То же до 20 лет эксплуатации, без отложений, наростов	0,6–5,0
		При наличии железобактериальной коррозии (сильно заржавевшие)	3,0–4,0
		С очень сильной коррозией и инкрустацией (при толщине отложений от 1,5 до 9 мм)	3,0–5,0

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.41

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
X	Водоводы ГЭС, стальные [25, 127]	То же, при толщине отложений от 3 до 25 мм	6,0–6,5
		Бывшие в эксплуатации, с внутренним покрытием:	
		Покрытые битумом (кузбасс-лаком, каменноугольной смолой); срок эксплуатации до 3 лет. *Примечание*. Для новых водоводов $\alpha_ш$ = 1,3–1,5. Для новых водоводов, покрытых битумом, $\alpha_ш$ = 1,3. Для водоводов, бывших в эксплуатации, величина $\alpha_ш$ может меняться в широких пределах (до 85) в зависимости от срока эксплуатации, свойств воды, характера отложений и пр.	0,1–0,35
Бетонные, цементные и другие трубы и каналы			
I	Бетонные [25, 127]	**Водоводы без отделки поверхности**	
		Новые, с исключительно гладкой (полированной) поверхностью, выполненной с помощью стальной опалубки при первоклассном качестве работ (секции тщательно состыкованы, стыки хорошо загрунтованы и заглажены) ($\alpha_ш$ = 1)	0,05–0,15
		Бывшие в эксплуатации, с корродированной и волнистой поверхностью; сформированные с помощью деревянной опалубки ($\alpha_ш$ > 3,0)	1,0–4,0
		Старые, плохо выполненные, не тщательно уложенные, поверхность заросшая, при наличии отложений песка, гравия, глинистых частиц ($\alpha_ш$ > 3)	3,0–6,0
		Очень старые, с сильно разрушенной и заросшей поверхностью в процессе длительной эксплуатации ($\alpha_ш$ > 3)	5,0 и более
		Водоводы с последующей отделкой поверхности (оштукатуренные, заглаженные)	
		Новые, с очень гладкой поверхностью, выполненные с помощью стальной или промасленной стальной опалубки при первоклассном качестве работ; отделочный слой тщательно сглажен вручную мастерками; стыки загрунтованы и сглажены (без выступов) ($\alpha_ш$ = 1)	0,10–0,20
		Новые или бывшие в эксплуатации, с гладкой поверхностью, а также монолитные (отлитые в стальной опалубке) или сборные трубы длиной секции до 4 м при хорошем качестве работ; отделочный слой– цементная поверхность, сглаженная вручную, стыки сглажены ($\alpha_ш$ > 1, но < 1,5)	0,15–0,35
		Бывшие в эксплуатации, без отложений, с умеренно гладкой поверхностью; монолитные, выполненные в стальной или деревянной опалубке с затиркой поверхности, стыки загрунтованы, но не сглажены ($\alpha_ш$ > 1,5, но ≤ 2,5)	0,30–0,60
		Заводского изготовления и монолитные (изготовленные на месте), бывшие в эксплуатации, с цементной штукатуркой, заглаженной деревянной теркой, стыки шероховатые ($\alpha_ш$ > 2,5, но ≤ 3,0)	0,50–1,0
		Водоводы с торкретированной поверхностью или из набрызг-бетона	
		Тщательно заглаженный торкрет или тщательно заглаженный набрызг-бетон по бетонной поверхности ($\alpha_ш \approx 2,5$)	0,50
		Затертый щетками торкрет или затертый щетками набрызг-бетон по бетонной поверхности ($\alpha_ш$ > 3,0)	2,30
		Незаглаженный торкрет или набрызг-бетон по бетонной поверхности ($\alpha_ш$ > 3,0)	6,0–17,0
		Заглаженный торкрет или заглаженный набрызг-бетон по поверхности ($\alpha_ш$ > 3,0)	3,0–6,0
II	Железобетонные	Новые [127]	0,25–0,34
		Необработанные [927]	2,5
III	Асбестоцементные	Новые	0,05–0,10
		Средние	≈ 60
IV	Цементные	Сглаженные	0,3–0,8
		Необработанные [927]	1,0–2,0
		Стыки не сглажены [874]	1,9–6,4

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.41

Группа	Вид труб и материал	Состояние поверхности труб и условия эксплуатации	Δ, мм
V	Канал со штукатуркой цементным раствором	С хорошей штукатуркой из чистого цемента со сглаженными соединениями: все неровности устранены; обработанная металлической опалубкой [869]	0,05–0,22
		С ожелезнением	0,5
VI	Канал со штукатуркой по металлической сетке	–	10–15
VII	Каналы керамиковые со-ляно-глазурованные	–	1,4
VIII	Каналы из шлакобетонных плит	–	1,5
IX	Каналы из шлако- и опилкоалебастровых плит	Из тщательно выполненных плит [799]	1,0–1,5
Деревянные, фанерные и стеклянные трубы			
I	Деревянные	Из весьма тщательно остроганных досок	0,15
		Из хорошо остроганных досок	0,30
		Из нестроганых досок, хорошо пригнанных	0,70
		Из грубых досок [969]	1,0
		На клепке	0,6
II	Фанерные	Из хорошей березовой фанеры при поперечном расположении волокон [11]	0,12
		Из хорошей березовой фанеры при продольном расположении волокон [11]	0,03–0,05
III	Стеклянные	Из чистого стекла [921]	0,0015–0,0100
IV	Полиэтиленовые	Многослойные трубы для систем водоснабжения и отопления с внутренним полиэтиленовым слоем	0,007

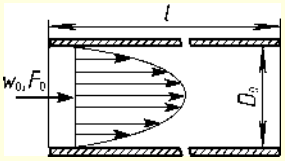
Туннели [127]

Группа	Методы производства работ, характеристика поверхности	Δ, мм
1	**Туннели в скальных грунтах (без отделки)**	
	Высеченные гладким взрыванием в массиве со слабой трещиноватостью	100–140
	Высеченные гладким взрыванием в массиве с выраженной трещиноватостью	130–500
	Грубо высеченные с весьма неровными поверхностями	500–1500
II	**Туннели необлицованные**	
	Горные породы:	
	гнейс (D = 3 ÷ 13,5 м)	300 – 700
	гранит (D = 3 ÷ 9 м)	200 – 700
	сланец (D = 9 ÷ 12 м)	250 – 650
	кварц, кварциты (D = 7 ÷10 м)	200 – 600
	осадочные (D = 4 ÷ 7 м)	400
	нефритоносные (D = 3 ÷ 8 м)	200

Справочник по гидравлике

1.7.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Труба круглого сечения (гладкостенная); стабилизированное течение [17, 837, 950]	**Диаграмма 1.7–1**



$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

1. Ламинарный режим $(\mathrm{Re} \le 2000)$:

$$\lambda = \frac{\Delta p}{\left(\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\left(\frac{l}{D_0}\right)} = \frac{64}{\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$$ см. график *а*.

Re	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
λ	0,640	0,320	0,213	0,160	0,128	0,107	0,092	0,080	0,071	0,064
Re	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
λ	0,058	0,053	0,049	0,046	0,043	0,040	0,038	0,036	0,034	0,032

2. Переходный режим $(2000 \le \mathrm{Re} \le 4000)$:

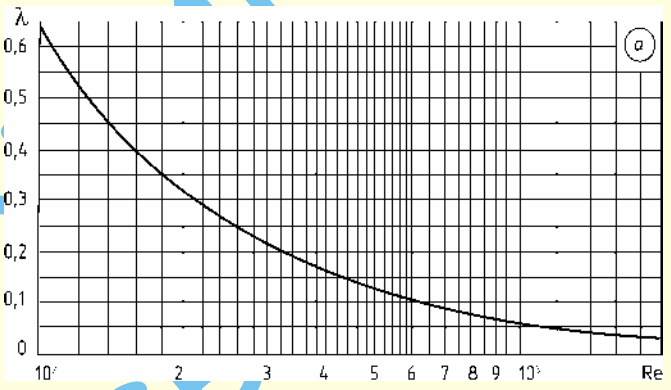
$\lambda = f(\mathrm{Re})$ см. график *б*.

3. Турбулентный режим $(4000 \le \mathrm{Re} \le 10^5)$:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\mathrm{Re}^{0,25}}$$ см. график *б*.

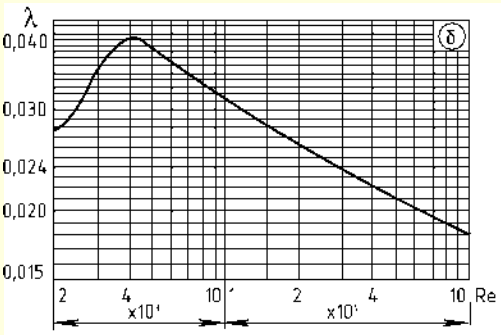
4. Турбулентный режим (любое Re > 4000):

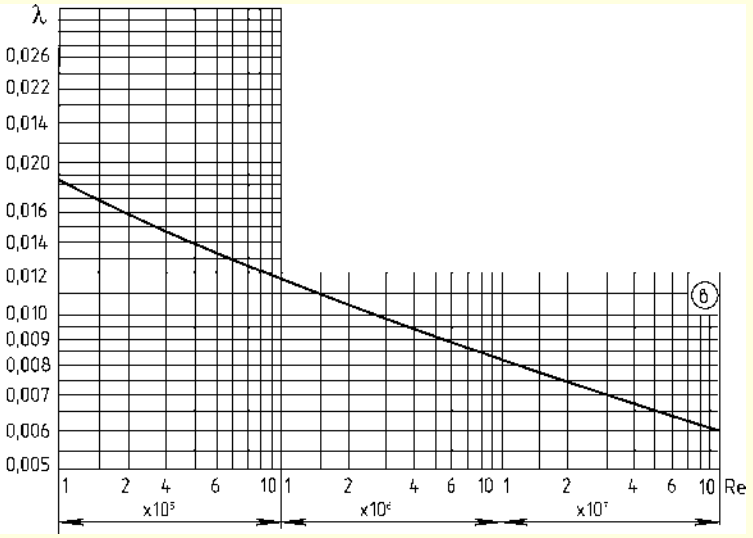
$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \lg \mathrm{Re} - 1,64)^2}$$ см. графики *б* и *в*



Re	$2 \cdot 10^3$	$2,5 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	$8 \cdot 10^3$	10^4	$1,5 \cdot 10^4$	
λ	0,032	0,034	0,040	0,040	0,038	0,036	0,033	0,032	0,028	
Re	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	10^5	$1,5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$
λ	0,026	0,024	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015

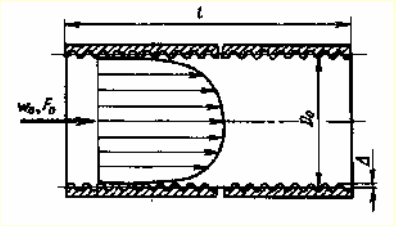
Re	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	10^6	$1,5 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$3 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$
λ	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011	0,011	0,010	0,010
Re	$5 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$	10^7	$1,5 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7$	$3 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	10^8
λ	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,007	0,007	0,006	0,006





Справочник по гидравлике

Труба круглого сечения с равномерно-зернистой шероховатостью стенок; стабилизированное течение; Re > 2000 **[470, 933]**	**Диаграмма 1.7–2**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

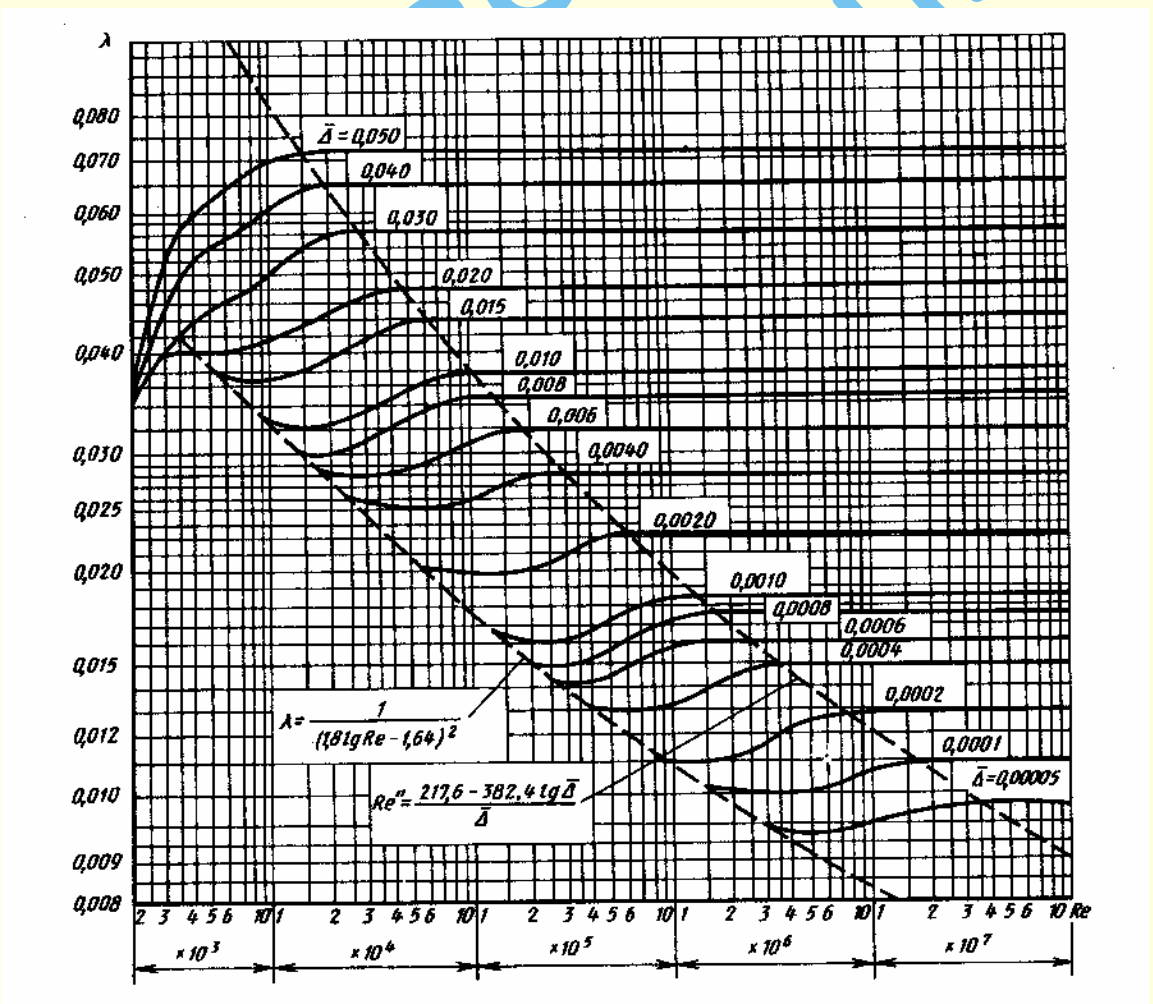
$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\left(\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\frac{l}{D_0}\right)} = \frac{1}{\left[a_1 + b_1 \lg\left(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}\right) + c_1 \lg \bar{\Delta}\right]^2};$$

$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu};$$

$\lambda \equiv f(\mathrm{Re})$ см. график; величины a_1, b_1 и c_1 приведены ниже

Единую формулу расчета λ см. п. 18, 1.7.1

$\bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1	$\bar{\Delta}\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}$	a_1	b_1	c_1
3,6÷10	–0,800	2,000	0	40÷191,2	2,471	–0,588	–2,588
10÷20	0,068	1,130	–0,870	> 191,2	1,138	0	–2,000
20÷40	1,538	0,000	–2,000				
$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$; см. 1.7.1, табл. 1.41; ν см. 1.1.							
При $\Delta < \bar{\Delta}_{\text{пред}} D_0$ значения λ см. диаграмму 1.7–1, где $\bar{\Delta}_{\text{пред}} \approx 17{,}85\,\mathrm{Re}^{-0{,}875}$							



Продолжение

Труба круглого сечения с равномерно-зернистой шероховатостью стенок; стабилизированное течение; Re > 2000 **[470, 933]**	**Диаграмма 1.7–2**

Значения λ

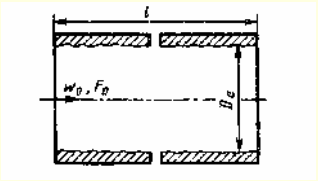
$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	Re								
	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$
0,05	0,056	0,060	0,063	0,069	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,053	0,053	0,055	0,060	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,048	0,046	0,046	0,050	0,056	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,048	0,042	0,041	0,042	0,044	0,048	0,049	0,049	0,049
0,015	0,048	0,042	0,038	0,037	0,039	0,042	0,044	0,044	0,044
0,010	0,048	0,042	0,038	0,033	0,032	0,035	0,036	0,038	0,038
0,008	0,048	0,042	0,038	0,033	0,030	0,032	0,033	0,035	0,035
0,006	0,048	0,042	0,038	0,033	0,028	0,028	0,029	0,030	0,032
0,004	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,025	0,025	0,026	0,028
0,002	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,021	0,021
0,001	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,017
0,0008	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016
0,0006	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016
0,0004	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016
0,0002	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016
0,0001	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016
0,00005	0,048	0,042	0,038	0,033	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016

Значения λ

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	Re								
	$4 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	10^6	$2 \cdot 10^6$	$4 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^6$	10^7	$2 \cdot 10^7$	$>10^8$
0,05	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049
0,015	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
0,010	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038
0,008	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
0,006	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
0,004	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
0,002	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
0,001	0,018	0,018	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
0,0008	0,016	0,017	0,018	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
0,0006	0,015	0,016	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
0,0004	0,014	0,014	0,014	0,015	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
0,0002	0,014	0,013	0,012	0,012	0,013	0,014	0,014	0,014	0,014
0,0001	0,014	0,013	0,012	0,011	0,011	0,011	0,012	0,012	0,012
0,00005	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,010	0,010	0,010	0,011

Справочник по гидравлике

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; критическая зона ($Re_0 < Re < Re_2$) **[513, 542]**	**Диаграмма 1.7–3**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \frac{l}{D_0}}$$

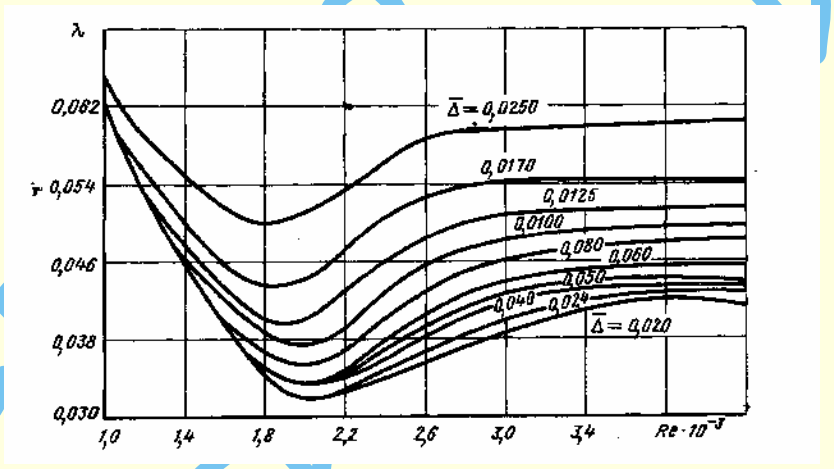
1. Для $Re_0 < Re < Re_1$; $\bar{\Delta} \geq 0,007$ $\quad \lambda = 4,4\,Re^{-0,595} \exp\left(-\frac{0,00275}{\bar{\Delta}}\right) = f\left(Re, \bar{\Delta}\right).$

2. Для $Re_1 < Re < Re_2$ $\quad \lambda = \left(\lambda_2 - \lambda^*\right)\exp\left\{-\left[0,0017\left(Re_2 - Re\right)\right]^2\right\} + \lambda^* = f\left(Re, \bar{\Delta}\right)$

При $\bar{\Delta} \leq 0,007$: $\lambda^* = \lambda_1 \approx 0,032$ и $\lambda_2 = \lambda_1' = 7,244\,Re_2^{-0,643}$; при $\bar{\Delta} > 0,007$: $\lambda^* = \lambda_1 - 0,0017 = 0,0758 - \frac{0,0109}{\bar{\Delta}^{0,286}}$ и $\lambda_2 = \lambda_2'' = \frac{0,145}{\bar{\Delta}^{-0,244}}$; при $\bar{\Delta} > 0,007$: $Re_0 = 754 \exp\left(\frac{0,0065}{\bar{\Delta}}\right)$; $Re_1 = 1160\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,11}$; при любом $\bar{\Delta}$: $Re_2 = 2090\left(\frac{1}{\bar{\Delta}}\right)^{0,0635}$.

Значения Re_0, Re_1, Re_2, λ_1, λ_2', λ_2'' см. также таблицу; $Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$; $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$, где $\bar{\Delta}$ см. 1.7.1, табл. 1.41; ν см. 1.1.

3. Единую формулу расчета λ см. 1.7.1, п. 30.



Промежуточные значения Re и λ (для $Re_0 < Re < 4000$)

$\bar{\Delta}$	Re_0	Re_1	Re_2	λ_1	λ_2'	λ_2''	$\bar{\Delta}$	Re_0	Re_1	Re_2	λ_1	λ_2'	λ_2''
0,00125	2000	2000	3195	0,032	0,0404	–	0,0070	1908	2002	2864	0,0320	0,0434	–
0,00197	2000	2000	3104	0,032	0,0412	–	0,0072	1860	1996	2859	0,0328	–	0,0435
0,0020	2000	2000	3101	0,032	0,0412	–	0,0080	1699	1973	2840	0,0341	–	0,0446
0,0024	2000	2000	3066	0,032	0,0415	–	0,0100	1444	1925	2800	0,0368	–	0,0471
0,0028	2000	2000	3036	0,032	0,0418	–	0,0125	1268	1878	2760	0,0393	–	0,0498
0,0030	2000	2000	3022	0,032	0,0419	–	0,0170	1105	1816	2707	0,0425	–	0,0536
0,0036	2000	2000	2988	0,032	0,0422	–	0,0185	1071	1799	2693	0,0434	–	0,0548
0,0040	2000	2000	2968	0,032	0,0424	–	0,0250	978	1740	2642	0,0462	–	0,0589
0,0050	2000	2000	2926	0,032	0,0428	–	0,0270	959	1726	2629	0,0469	–	0,0601
0,0060	2000	2000	2892	0.032	0,0431	–	0,0450	871	1632	2545	0,0510	–	0,0680
0,0063	2000	2000	2883	0,032	0,0432	–	0,0600	840	1581	2499	0,0531	–	0,0730

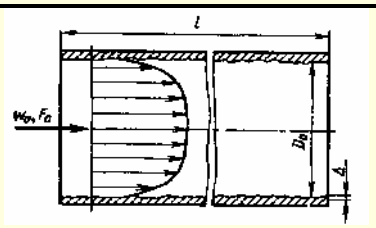
Продолжение

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; критическая зона ($Re_0 < Re < Re_2$) **[513, 542]**	**Диаграмма 1.7–3**

$\overline{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-3}$								
	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0
0,025	0,065	0,061	0,058	0,055	0,053	0,051	0,050	0,049	0,051
0,017	–	–	0,055	0,053	0,050	0,048	0,046	0,043	0,046
0,0125	–	–	–	0,050	0,047	0,046	0,044	0,041	0,043
0,0100	–	–	–	–	–	0,043	0,041	0,039	0,040
0,0080	–	–	–	–	–	–	–	0,036	0,037
0,0070	–	–	–	–	–	–	–	0,032	0,033
0,0060	–	–	–	–	–	–	–	–	0,033
0,0050	–	–	–	–	–	–	–	–	0,033
0,0040	–	–	–	–	–	–	–	–	0,032
0,0030	–	–	–	–	–	–	–	–	0,032
0,0024	–	–	–	–	–	–	–	–	0,032
0,0020	–	–	–	–	–	–	–	–	0,032

$\overline{\Delta}$	$Re \cdot 10^{-3}$									
	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
0,025	0,054	0,059	0,059	0,059	0,059	0,059	0,059	0,060	0,060	0,060
0,017	0,049	0,051	0,053	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054
0,0125	0,045	0,047	0,049	0,050	0,050	0,050	0,051	0,051	0,051	0,051
0,0100	0,042	0,044	0,046	0,047	0,048	0,048	0,049	0,049	0,050	0,050
0,0080	0,039	0,041	0,043	0,045	0,046	0,046	0,047	0,047	0,048	0,048
0,0070	0,035	0,038	0,041	0,043	0,045	0,045	0,045	0,046	0,046	0,046
0,0060	0,035	0,038	0,041	0,043	0,044	0,044	0,044	0,045	0,045	0,045
0,0050	0,034	0,037	0,040	0,042	0,043	0,043	0,043	0,044	0,044	0,044
0,0040	0,034	0,036	0,039	0,042	0,042	0,043	0,043	0,044	0,044	0,044
0,0030	0,033	0,035	0,038	0,041	0,042	0,042	0,043	0,043	0,043	0,043
0,0024	0,033	0,035	0,037	0,040	0,041	0,041	0,042	0,043	0,043	0,043
0,0020	0,033	0,034	0,037	0,039	0,041	0,040	0,041	0,042	0,042	0,042

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; $Re > Re_2$ **[17, 792]**	**Диаграмма 1.7–4**



Re_2 см. диаграмму 1.7–3. $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \dfrac{l}{D_0}$;

$\lambda \equiv \dfrac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2} \cdot \frac{l}{D_0}} = \dfrac{1}{\left[2\lg\left(\dfrac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}} + \dfrac{\overline{\Delta}}{3{,}7}\right)\right]^2}$ или в пределах $\overline{\Delta} = 0{,}00008 \div 0{,}0125$:

$\lambda \approx 0{,}11\left(\overline{\Delta} + \dfrac{68}{Re}\right)^{0{,}25}$ см. график *а*.

$Re = \dfrac{w_0 D_0}{\nu}$

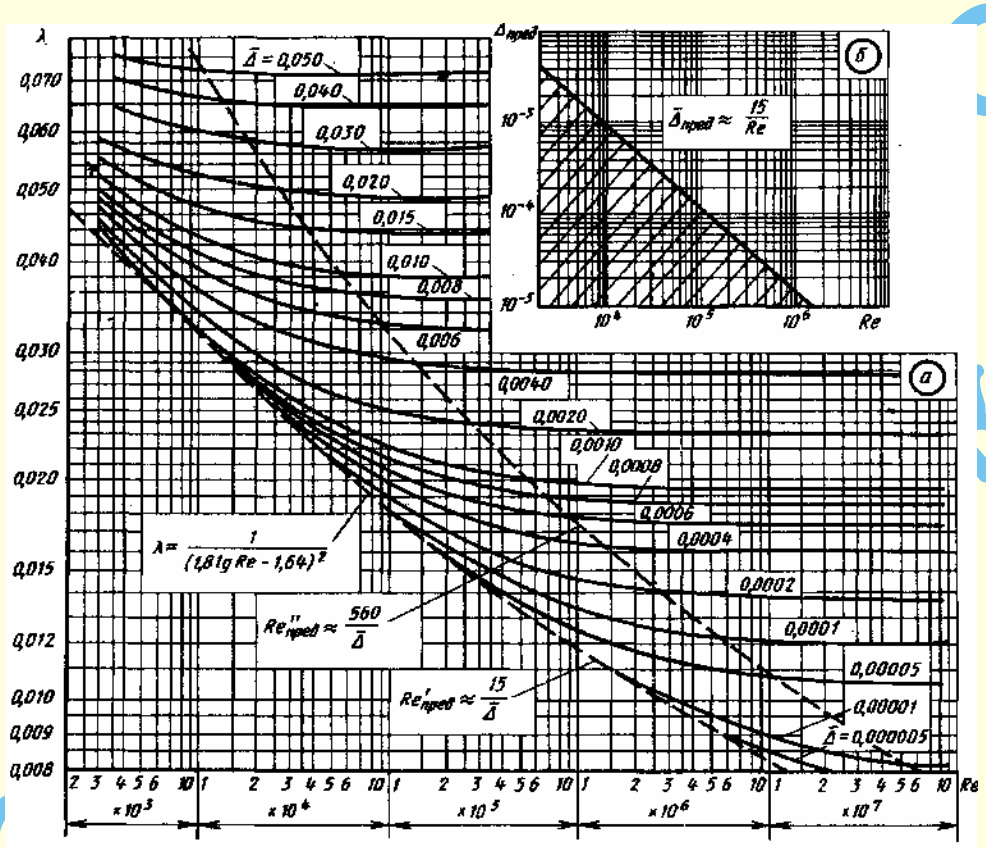
$\overline{\Delta} = \dfrac{\Delta}{D_0}$; $\overline{\Delta}$ см. 1.7.1., табл. 1.41; ν см. 1.1.

Справочник по гидравлике

Продолжение

Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; $Re > Re_2$ **[17, 799]**	**Диаграмма 1.7–4**

При $\bar{\Delta} < \bar{\Delta}_{пред} D_0$ λ см. диаграмму 1.7–1; $\bar{\Delta}_{пред}$ см. график *б* в зависимости от Re. Увеличение шероховатости стенок трубопроводов во время эксплуатации учтено в 1.7.1., пп. 63–69.



Re_2 см. диаграмму 1.7–3.

Значения λ

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	Re								
	$3 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$6 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$
0,05	0,077	0,076	0,074	0,073	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,072	0,071	0,068	0,067	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,065	0,064	0,062	0,061	0,059	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,059	0,057	0,054	0,052	0,051	0,050	0,049	0,049	0,049
0,015	0,055	0,053	0,050	0,048	0,046	0,045	0,044	0,044	0,044
0,010	0,052	0,049	0,046	0,043	0,041	0,040	0,039	0,038	0,038
0,008	0,050	0,047	0,044	0,041	0,038	0,037	0,036	0,035	0,035
0,006	0,049	0,046	0,042	0,039	0,036	0,034	0,033	0,033	0,032
0,004	0,048	0,044	0,040	0,036	0,033	0,031	0,030	0,030	0,028
0,002	0,045	0,042	0,038	0,034	0,030	0,027	0,026	0,026	0,024
0,001	0,044	0,042	0,037	0,032	0,028	0,025	0,024	0,023	0,021
0,0008	0,043	0,040	0,036	0,032	0,027	0,024	0,023	0,022	0,020
0,0006	0,040	0,040	0,036	0,032	0,027	0,023	0,022	0,021	0,018
0,0004	0,036	0,040	0,036	0,032	0,027	0,023	0,022	0,020	0,018
$2 \cdot 10^{-4}$–$5 \cdot 10^{-6}$	0,036	0,040	0,036	0,032	0,027	0,022	0,021	0,019	0,017

Продолжение

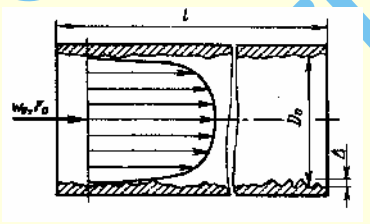
Труба круглого сечения с неравномерной шероховатостью стенок; стабилизированное течение; $Re > Re_2$ **[17, 799]**	**Диаграмма 1.7–4**

Значения λ

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	Re								
	$4\cdot10^5$	$6\cdot10^5$	10^6	$2\cdot10^6$	$4\cdot10^6$	$6\cdot10^6$	10^7	$2\cdot10^7$	$>10^8$
0,05	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072	0,072
0,04	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065	0,065
0,03	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057	0,057
0,02	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049	0,049
0,015	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044	0,044
0,010	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038
0,008	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035
0,006	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
0,004	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
0,002	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023	0,023
0,001	0,021	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
0,0008	0,020	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
0,0006	0,018	0,018	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
0,0004	0,017	0,017	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
0,0002	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
0,0001	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012	0,012	0,012
0,00005	0,014	0,013	0,013	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,011
0,00001	0,014	0,013	0,012	0,011	0,010	0,009	0,009	0,009	0,009
0,000005	0,014	0,013	0,012	0,011	0,009	0,009	0,009	0,008	0,008

Труба круглого сечения с шероховатыми стенками; стабилизированное течение; режим квадратичного закона сопротивления $\left(Re > \frac{560}{\bar{\Delta}}\right)$ **[512, 933]**	**Диаграмма 1.7–5**

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$$



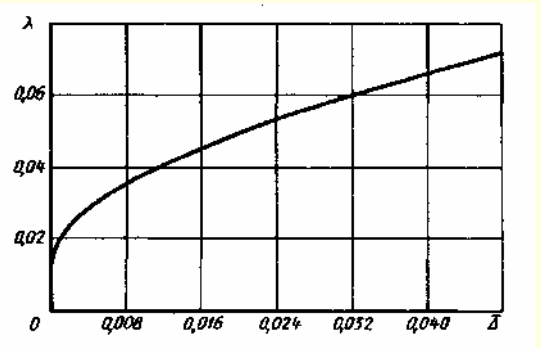
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_0};$$

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2}\cdot\frac{l}{D_0}} = \frac{1}{\left(2\lg\frac{3,7}{\bar{\Delta}}\right)^2} = f\left(\bar{\Delta}\right);$$

$\bar{\Delta}$ см. 1.7.1., табл. 1.41; ν см. 1.1

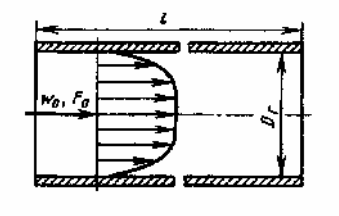
При увеличении шероховатости стенок трубопроводов во время эксплуатации см. пп. 63–69.

$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	0,00005	0,0001	0,0002	0,0003	0,0004	0,0005	0,0006	0,0007	0,0008
λ	0,010	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,018
$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	0,0009	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,008	0,010
λ	0,019	0,020	0,023	0,026	0,028	0,031	0,032	0,035	0,039
$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,045	0,050	
λ	0,044	0,049	0,053	0,057	0,061	0,065	0,068	0,072	



Справочник по гидравлике

Трубы прямоугольного, эллиптического и других видов поперечного сечения; стабилизированное течение; [470, 719]	**Диаграмма 1.7–6**

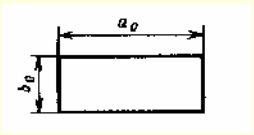
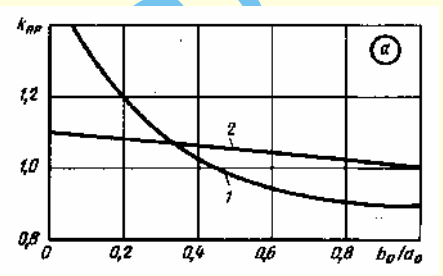
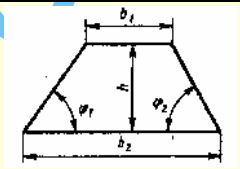
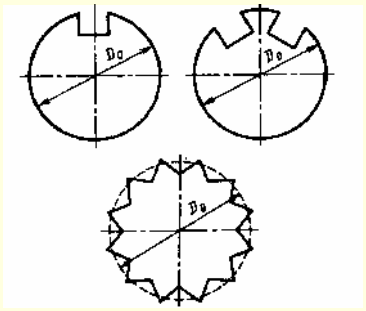


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_н \frac{l}{D_1};$$

$$D_г \frac{4F_0}{\Pi_0};\ \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu};$$

$$\lambda_н = \frac{\Delta p}{\left(\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\frac{l}{D_г}\right)} = k_н \lambda,$$

где λ находят по диаграммам 1.7–1 – 1.7–5 (как для труб круглого сечения)

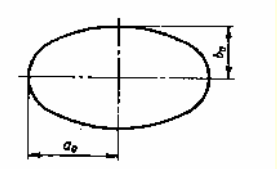
Форма поперечного сечения трубы (канала) и схемы	Поправочный коэффициент
Прямоугольник:  $D_г = \frac{2a_0 b_0}{a_0 + b_0}$	Ламинарный режим (Re < 2000, кривая *1*) $\frac{b_0}{a_0}$: 0 | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 $k_н = k_{пр}$: 1,50 | 1,34 | 1,20 | 1,02 | 0,94 | 0,90 | 0,89 Турбулентный режим (Re > 2000, кривая *2*) $k_н = k_{пр}$: 1,10 | 1,08 | 1,06 | 1,04 | 1,02 | 1,01 | 1,0 
Трапеция:  $D_г = \frac{2h}{1 + \frac{h}{b_1 + b_2}\left(\frac{1}{\sin\varphi_1} + \frac{1}{\sin\varphi_2}\right)}$	$k_н$ находят приближенно так же, как для прямоугольника
Круг с одной или двумя выемками. Круг звездообразной формы 	$k_н = k_{выем} = k_{зв} \approx 1{,}0$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Трубы прямоугольного, эллиптического и других видов поперечного сечения; стабилизированное течение [470, 719]	**Диаграмма 1.7–6**

Эллипс



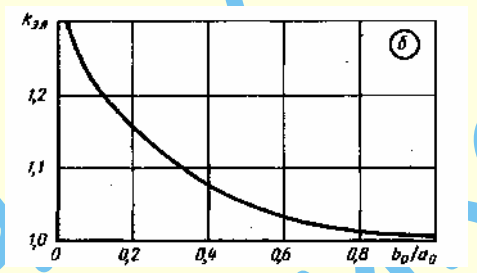
$$D_г \approx \frac{4a_0 b_0}{1{,}5(a_0 + b_0) - \sqrt{a_0 b_0}};$$

точнее $D_г \approx \dfrac{\pi a_0 b_0}{0{,}983 a_0 + 0{,}311 b_0 + \dfrac{0{,}287 b_0^2}{a_0}}$

Ламинарный режим (Re ≤ 2000):

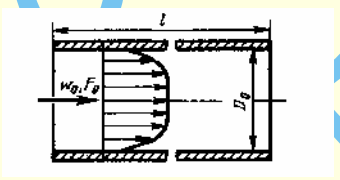
$$k_н = k_{эл} = \frac{1}{8}\left(\frac{D_г}{b_0}\right)^2 \left[1 + \left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2\right]$$ см. график *б*

$\frac{b_0}{a_0}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$k_{эл}$	1,21	1,16	1,11	1,08	1,05	1,03	1,02	1,01	1,01	1,0



Турбулентный режим (Re > 2000): $k_{эл} \approx 1{,}0$

Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [139, 158, 232, 399, 498, 584, 1008]	**Диаграмма 1.7–7**



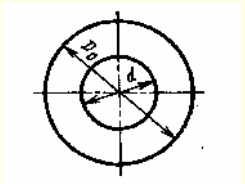
$$D_г = D_0 - d; \quad \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu}; \quad \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_н \frac{l}{D_г};$$

$$\lambda_н \equiv \frac{\Delta p}{\left(\dfrac{\rho w_0^2}{2} \cdot \dfrac{l}{D_г}\right)} = k_н \lambda,$$

λ – по диаграмме 1.7–1 – 1.7–5

Форма поперечного сечения трубы (канала) и схемы	Поправочный коэффициент

Кольцо



$$D_г = D_0 - d;$$

Ламинарный режим (Re ≤ 2000):

$$k_н \equiv k_{1кол} = \frac{1 - \left(\dfrac{d}{D_0}\right)^2}{1 + \left(\dfrac{d}{D_0}\right)^2 + \dfrac{1 - (d/D_0)^2}{\ln d/D_0}}$$

см. кривую $k_{1кол}$ графика *а*

$\frac{d}{D_0}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	≥0,7
$k_{1кол}$	1,0	1,40	1,44	1,47	1,48	1,49	1,49	1,50

Справочник по гидравлике

Продолжение

Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [139, 158, 232, 399, 498, 584, 1008]	**Диаграмма 1.7–7**

Кольцо

$D_г = D_0 - d$

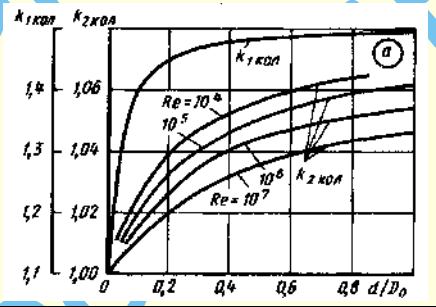
Турбулентный режим (Re > 2000):

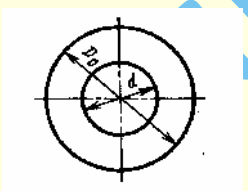
$$\lambda_н \equiv \lambda_{кол} = \left(0,02\frac{d}{D_0} + 0,98\right)\left(\frac{1}{\lambda} - 0,27\frac{d}{D_0} + 0,1\right)$$

$k_н = k_{2кол}$ см. кривые графика *а*

Значения $k_{2\,кол}$

Re	$\frac{d}{D_0}$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
10^4	1,0	1,03	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,07
10^5	1,0	1,02	1,03	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,06	1,06
10^6	1,0	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,05	1,06
10^7	1,0	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05





Узкое кольцо с тремя ребрами:

продольными

$$D_г = D_0\frac{\left(1-\frac{d}{D_0}\right)\left[\left(1+\frac{d}{D_0}\right)-\frac{6b}{\pi D_0}\right]}{\left(1+\frac{d}{D_0}\right)+\frac{3}{\pi}\left(1-\frac{d}{D_0}\right)-\frac{6b}{\pi D_0}}$$



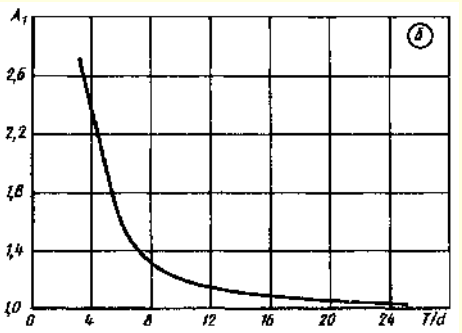
Продольные ребра $\left(\frac{d}{D_0} \approx 0,9\right)$

Ламинарный режим при $Re \le 3\cdot10^3$:

$k_н = k''_{кол} = 1,36.$

Турбулентный режим при $Re > 3\cdot10^3$:

$k'_{кол}$ см. $k_{2\,кол}$, кольца без ребер.



Справочник по гидравлике

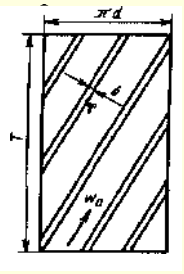
Продолжение

Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [139, 158, 232, 399, 498, 584, 1008]	**Диаграмма 1.7–7**

Узкое кольцо с тремя ребрами:

спиральными

$$D_г = \frac{\left(1-\frac{d}{D_0}\right)\left[\frac{\frac{2T}{\pi d}\frac{d}{D_0}}{1-d/D_0}(A-B)-\frac{6b}{\pi D_0}\right]D_0}{\frac{d}{D_0}\frac{T}{\pi d}\left(\frac{1}{A}+\frac{d/D_0}{B}\right)+\frac{3}{\pi}\left(1-\frac{d}{D_0}\right)-\frac{6b}{\pi D_0}};$$



$$A=\sqrt{1+\left(\frac{d}{D_0}\cdot\frac{T}{\pi d}\right)^2};$$

$$B=\frac{d}{D_0}\sqrt{1+\left(\frac{T}{\pi d}\right)^2}$$

Спиральные ребра для всех чисел Re

$$k''_{кол} \approx k_н = \left[1+\frac{20}{(T/d)^2}\right]k'_{кол} = A_1 k'_{кол},$$

где A_1 см. график *б*.

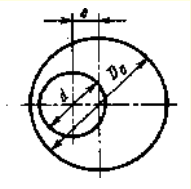
$k'_{кол}$ см. кольцо с ребрами

$\left(\frac{T}{d}\right)$	3,5	4,5	6,0	8,0	10	25
A_1	2,63	1,99	1,56	1,31	1,20	1,03

Эксцентрическое кольцо

$$D_г = D_0 - d;$$

$$\bar{e} = \frac{2e}{D_0 - d}$$

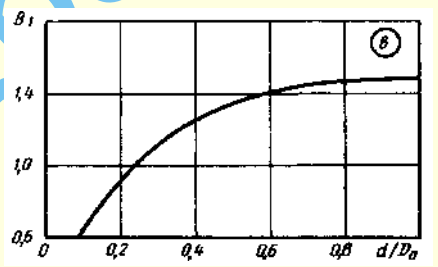


Ламинарный режим (Re ≤ 2000):

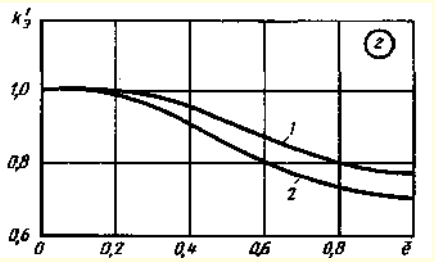
$$k_н \equiv k_э = \frac{1}{(1+B_1\bar{e})^2}k_{1\,кол},$$

где $B_1 = f\left(\frac{d}{D_0}\right)$ см. график *в*;

$k_{1\,кол}$ см. кольцо без ребер



$\frac{d}{D_0}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
B_1	0	0,65	0,90	1,10	1,22	1,30	1,39	1,45	1,48



Справочник по гидравлике

Продолжение

Трубы кольцевого поперечного сечения; стабилизированное течение [139, 158, 232, 399, 498, 584, 1008]	**Диаграмма 1.7–7**

Турбулентный режим (Re > 2000):

$k''_э = k'_э k_{2кол}$, где $k_{2кол}$ см. кольцо без ребер;

$k'_э$ при $\frac{d}{D_0} = 0{,}5$–см. кривую *1* графика *г*,

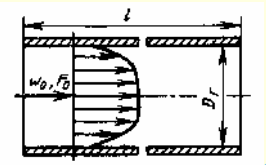
при $\frac{d}{D_0} \geq 0{,}7$ см. кривую *2* графика *г*

или $k'_э = 1 - 0{,}9\left(1 - \frac{2}{3\bar{e}}\right)\bar{e}^2$

Значения $k'_э$

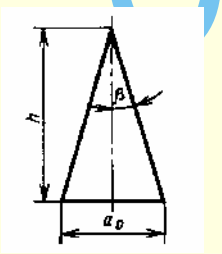
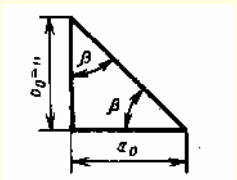
$\frac{d}{D_0}$	$\bar{e}$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
0,5 (кривая *1*)	1,0	1,0	0,95	0,87	0,80	0,77
≥ 0,7 (кривая *2*)	1,0	0,98	0,90	0,80	0,73	0,70

Трубы треугольного (и близкого к нему) поперечного сечения: стабилизированное течение [433, 498, 719]	**Диаграмма 1.7–8**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\quad \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu};\quad \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_н \frac{l}{D_г};\quad \lambda_н \equiv \frac{\Delta p}{\left(\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\frac{l}{D_г}\right)} = k_н \lambda,$$

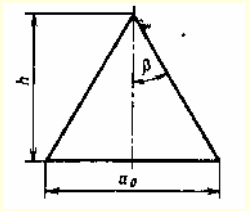
где λ находят по диаграммам 1.7–1 – 1.7–5 (как для труб круглого сечения)

Форма поперечного сечения трубы (канала) и схема	Поправочный коэффициент
 Равнобедренный треугольник: $B = \sqrt{4 + \frac{5}{2}\left(\frac{1}{\mathrm{tg}^2\beta} - 1\right)};$ $D_г = \frac{2h}{1 + \sqrt{\frac{1}{\mathrm{tg}^2\beta} + 1}}$	Ламинарный режим (Re ≤ 2000): $k_н \equiv k'_{тр} = \frac{3}{4}\cdot\frac{1 - \mathrm{tg}^2\beta(B+2)}{(B-2)\left(\mathrm{tg}\beta + \sqrt{1+\mathrm{tg}^2\beta}\right)^2}$ см. кривую *1* β,° | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 60 | 80 | 90 $k'_{тр}$ | 0,75 | 0,81 | 0,82 | 0,83 | 0,82 | 0,80 | 0,75 | 0,78 Турбулентный режим (Re > 2000) см. кривую *2* $k'_{тр}$ | 0,75 | 0,84 | 0,89 | 0,93 | 0,96 | 0,98 | 0,90 | 1,0
 Прямоугольный треугольник: $D_г$ см. равнобедренный треугольник	Ламинарный режим: $k_н \equiv k''_{тр} = \frac{3\left(1 - 3\mathrm{tg}^2\beta\right)(B+2)}{2\left(\frac{3}{B} - 4\right)\left(\mathrm{tg}\beta + \sqrt{1+\mathrm{tg}^2\beta}\right)^2}$ см. кривую *4* β,° | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 60 | 80 | 90 $k'_{тр}$ | 0,75 | 0,78 | 0,80 | 0,81 | 0,82 | 0,81 | 0,77 | 0,75 Турбулентный режим: $k''_{тр}$ см. $k'_{тр}$ равнобедренного треугольника (кривая *2*)

Справочник по гидравлике

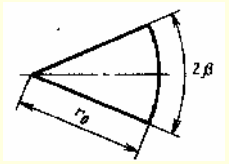
Продолжение

Трубы треугольного (и близкого к нему) поперечного сечения: стабилизированное течение [433, 498, 719]	**Диаграмма 1.7–8**



Равносторонний треугольник ($\beta = 30°$):

$D_г$. см. равнобедренный треугольник.



Сектор круга:

$$D_г = \frac{2\pi r_0 \beta/180^\circ}{1+\pi\beta/180^\circ} \quad (\beta - в^\circ)$$

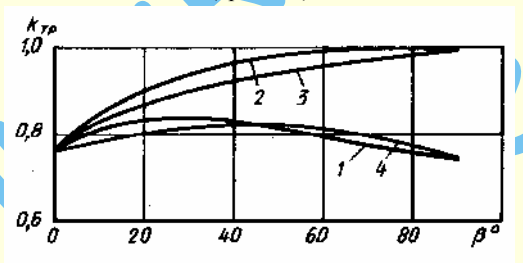
Ламинарный режим: $k_н \equiv k'''_{тр} = 0{,}835$.

Турбулентный режим: $k_н \equiv k'''_{тр} = 0{,}95$.

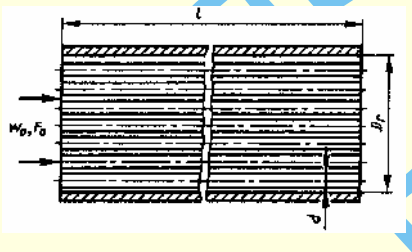
Ламинарный режим: $k_с \equiv k_{тр}$ см. кривую *3*

β°	0	10	20	30	40	60	80	90
$k_н = k_с$	0,75	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Турбулентный режим: $k_с$ см. $k'_{тр}$ равнобедренного треугольника (кривая *2*)

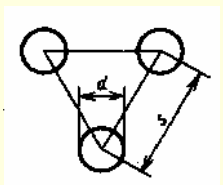


Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение [243, 244, 399, 583, 584, 714]	**Диаграмма 1.7–9**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\ \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu};\ \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_н \frac{l}{D_г};\ \lambda_н \equiv \frac{\Delta p}{\left(\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\frac{l}{D_г}\right)} = k_н \lambda,$$

где λ находят по диаграммам 1.7–1 – 1.7–5 (как для труб круглого сечения)

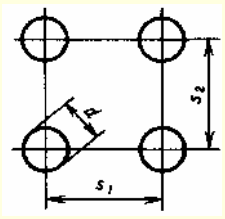
Форма поперечного канала и схема	Поправочный коэффициент
Треугольная свободная упаковка (без обечайки, равносторонний треугольник)  $D_г = d\left[\frac{6}{\pi\sqrt{3}}\left(\frac{s}{d}\right)^2 - 1\right]$	Ламинарный режим ($\mathrm{Re} \le 2000$); $1{,}0 \le \frac{s}{d} \le 1{,}5$: $k_п \approx 0{,}89\ \frac{s}{d} + 0{,}63$ или см. кривую *1* графика *а* (табл. 1) *Таблица 1*: $\frac{s}{d}$: 1,0; 1,05; 1,10; 1,20; 1,30; 1,40; 1,50 — $k_п$: 1,52; 1,56; 1,61; 1,70; 1,79; 1,88; 1,97. Турбулентный режим при $\frac{s}{d} = 1{,}0$: $k_п = 0{,}64$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение [243, 244, 399, 583, 584, 714]	**Диаграмма 1.7–9**

Прямоугольная свободная упаковка (без обечайки)



$$D_г = d\left(\frac{4}{\pi}\frac{s_1 s_2}{d^2} - 1\right)$$

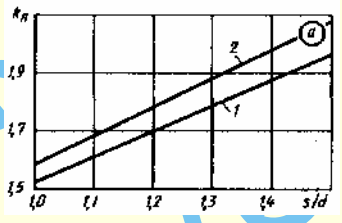
Ламинарный режим при $1{,}0 \le \frac{s}{d} \le 1{,}5$:

$k_п \approx 0{,}96\ \frac{s}{d} + 0{,}64$ или см. кривую *2* графика *а* (табл. 2)

Таблица 2

$\frac{s}{d}$	1,0	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
$k_п$	1,59	1,64	1,68	1,78	1,88	1,98	2,07

Турбулентный режим при $\frac{s}{d} = 1{,}0$; $k_п = 0{,}64$

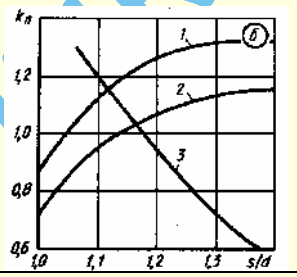


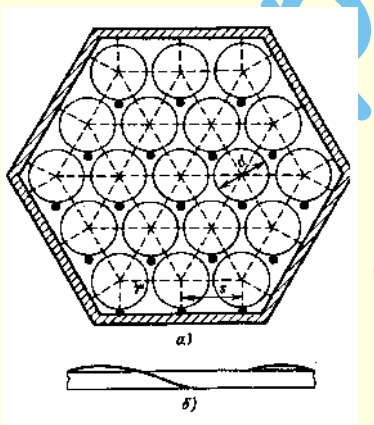
Треугольная упаковка в обечайке:
z – число стержней (цилиндров) в пучке;
$D_г$ см. треугольную свободную упаковку

Турбулентный режим (Re > 2000):

а) упаковка без оребрения: $k_п = f\left(\frac{s}{d}\right)$

см. график *б*





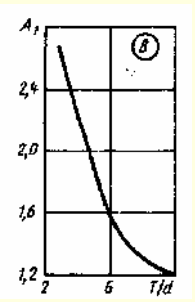
Значения $k_п$

Кривая	$\frac{s}{d}$					
	1,0	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40
Фигурная обечайка, z = 19 и 37						
1	0,85	1,0	1,12	1,25	1,29	1,30
Шестигранная обечайка, z = 37						
2	0,70	0,84	0,95	1,06	1,13	1,15
Треугольная обечайка, z = 3						
3	–	1,30	1,25	0,95	0,72	0,57

б) упаковка со спиральными ребрами:

$$k'_п = \left(1 + \frac{20}{(T/d)^2}\right) k_п = A_1 k_п$$

где $k_п$ см. график *б*; A_1 см. график *в*;
T см. диаграмму



$\frac{T}{d}$	3,5	4,5	6,0	10
A_1	2,63	1,98	1,56	1,20

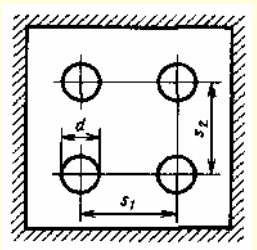
Справочник по гидравлическим

Продолжение

Пучки труб, стержней; продольное межтрубное течение [243, 244, 399, 583, 584, 714]	**Диаграмма 1.7–9**

Прямоугольная четырехтрубная упаковка:

$D_г$ см. прямоугольную свободную упаковку



Турбулентный режим:

а) упаковка без оребрения:

1) при $\frac{s}{d} = 1{,}45$ $k_п = 0{,}97$;

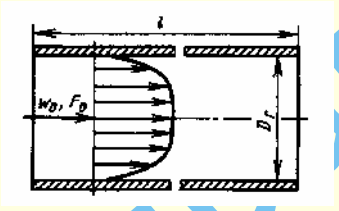
2) если стержень касается стенок, то $k_п = 0{,}71$;

3) при взаимном касании стержней и стенок $k_п = 0{,}68$;

б) упаковка со спиральным оребрением;

$k_п$ см. треугольную упаковку в обечайке

Трубы из алюминиевых или стальных лент (плоскосварные): стабилизированное течение [427]	**Диаграмма 1.7–10**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}; \quad \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu};$$

$D_г$ находят, как для эллипса (см. диаграмму 1.7–6)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_г};$$

а) $4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re} < 4 \cdot 10^4$:

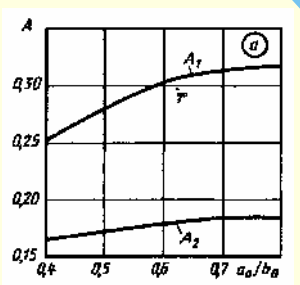
$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\left(\rho w_0^2/2\right)} \cdot \frac{l}{D_г} = \frac{A_1}{\mathrm{Re}^{0{,}25}},$$

где $A_1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *а*;

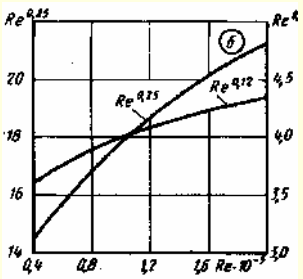
б) $4 \cdot 10^4 < \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$:

$$\lambda = \frac{A_2}{\mathrm{Re}^{0{,}12}},$$

где $A_2 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *а*; $\mathrm{Re}^{0{,}25}$ и $\mathrm{Re}^{0{,}12}$ см. график *б*



$\frac{a_0}{b_0}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
A_1	0,250	0,275	0,300	0,310	0,316
A_2	0,165	0,17	0,18	0,185	0,185

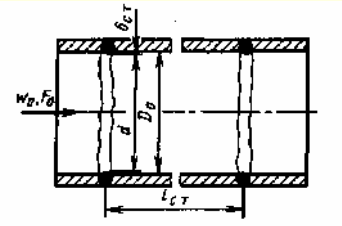


Re·10^{-5}	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
$\mathrm{Re}^{0{,}25}$	14,1	15,7	16,8	17,8	18,6	19,3	20,0	20,6	21,1
$\mathrm{Re}^{0{,}12}$	3,57	3,75	3,88	3,98	4,07	4,15	4,21	4,27	4,33

Справочник по гидравлике

Продолжение

Труба со стыками (сварная); стабилизированное течение [17, 963]	**Диаграмма 1.7–11**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_{ст}\left(\lambda\frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_{ст}\right),$$

где $n_{ст}$ - число стыков на участке; λ см. диаграммы 1.7–2 – 1.7–6; $\zeta_{ст}$ – коэффициент сопротивления одного стыка:

1) при $\frac{l_{ст}}{D_0} < 50$; $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_4\zeta_{ст}^0$,

где $\zeta_{ст}^0 = 13{,}8\left(\frac{\delta_{ст}}{D_0}\right)^{\frac{3}{2}}$ см. график *а*;

$k_4 = 0{,}23\left(2\lg\frac{l_{ст}}{D_0} + 1\right)$ см. график *б;*

2) при $\frac{l_{ст}}{D_0} \geq 50$; $\zeta_{ст} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. табл. 3

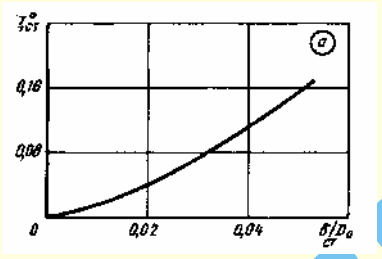


Таблица 1

$\frac{\delta_{ст}}{D_0}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
$\zeta_{ст}^0$	0,017	0,039	0,075	0,115	0,15	0,20

Таблица 2

$\frac{l_{ст}}{D_0}$	0	2	4	8	12	16	20	24	30	50
k_4	0,23	0,37	0,51	0,65	0,73	0,78	0,83	0,86	0,91	1,0

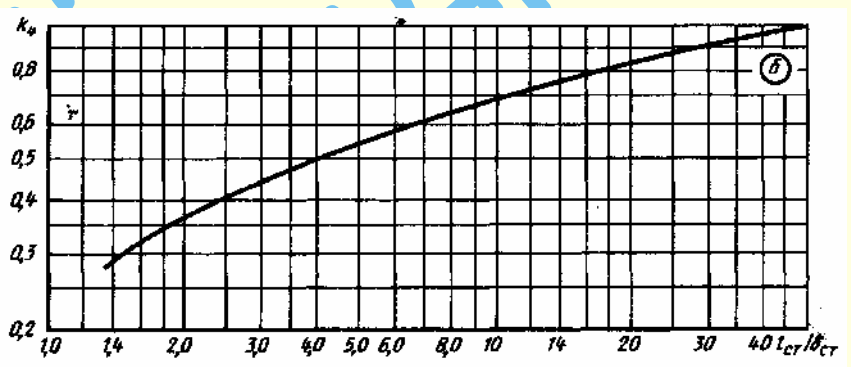


Таблица 3

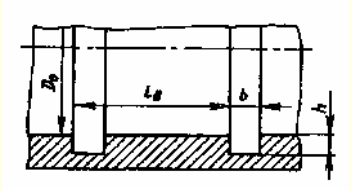
Значения $\zeta_{ст}$ для сварных стыков различных видов

Виды стыков	Диаметр трубы D_0, мм							
	200	300	400	500	600	700	800	900
С подкладными кольцами ($\delta_{ст}$ = 5 мм)	0,06	0,03	0,018	0,013	0,009	0,007	0,006	0,005
Выполненные дуговой и контактной сваркой ($\delta_{ст}$ = 3 мм)	0,026	0,0135	0,009	0,006	0,004	0,0028	0,0023	0,002

Справочник по гидравлике

Продолжение

Труба с прямоугольными кольцевыми выемками; стабилизированное течение; $Re \geq 10^5$ [624]	**Диаграмма 1.7–12**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_в\left(\frac{\lambda l_в}{D_0} + \zeta_в\right),$$

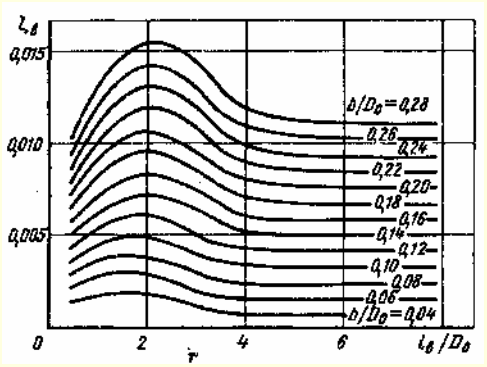
где $n_в$ - число выемок на участке; λ см. диаграммы 1.7–2 – 1.7–6;

$\zeta_в$ – коэффициент сопротивления одной выемки:

при $\frac{l_в}{D_0} \geq 4 \quad \zeta_в \approx 0{,}046\frac{b}{D_0}$;

при $\frac{l_в}{D_0} = 2 \quad \zeta_в = \zeta_{max} \approx 0{,}059\frac{b}{D_0}$;

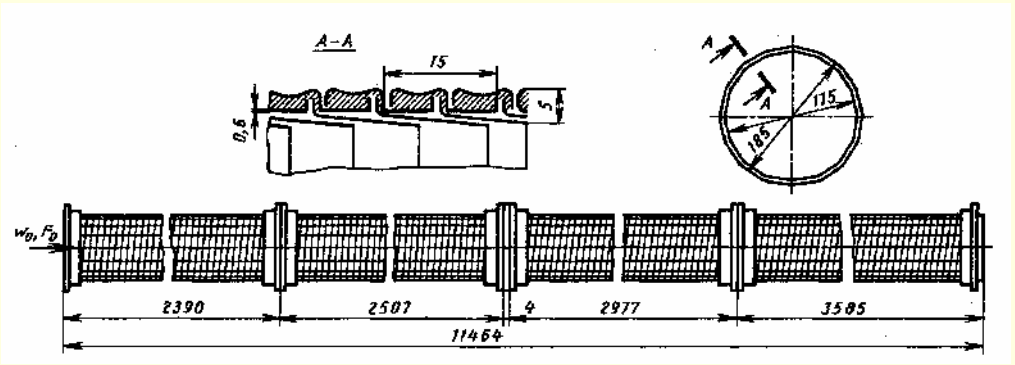
при $\frac{l_в}{D_0} < 4 \quad \zeta_в = f\left(\frac{b}{D_0}, \frac{l_в}{D_0}\right)$ см. кривые



Значения λ

$\frac{l_в}{D_0}$	$\frac{b}{D_0}$						
	0,06	0,10	0,14	0,18	0,22	0,26	0,28
0,35	0,0019	0,0033	0,0048	0,0065	0,0075	0,0090	0,0097
1,0	0,0027	0,0043	0,0062	0,0081	0,0105	0,0127	0,0137
2,0	0,0028	0,0047	0,0073	0,0094	0,0120	0,0142	0,0156
3,0	0,0020	0,0039	0,0064	0,0084	0,0113	0,0133	0,0148
4,0	0,0017	0,0033	0,0052	0,0070	0,0089	0,0110	0,0120

Трубы круглого сечения гибкой конструкции; стабилизированное турбулентное течение [336, 680, 963]	**Диаграмма 1.7–13**



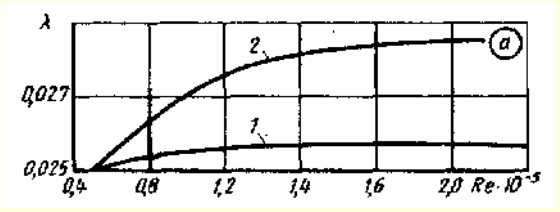
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda\frac{l}{D_0}$$

1. Труба из металлической ленты (металлорукав) [680] λ см. график *а*

Справочник по гидравлике

Продолжение

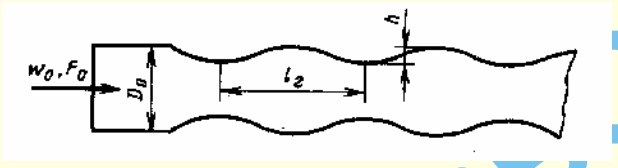
Трубы круглого сечения гибкой конструкции; стабилизированное турбулентное течение [336, 680, 963]	Диаграмма 1.7–13



Значения λ

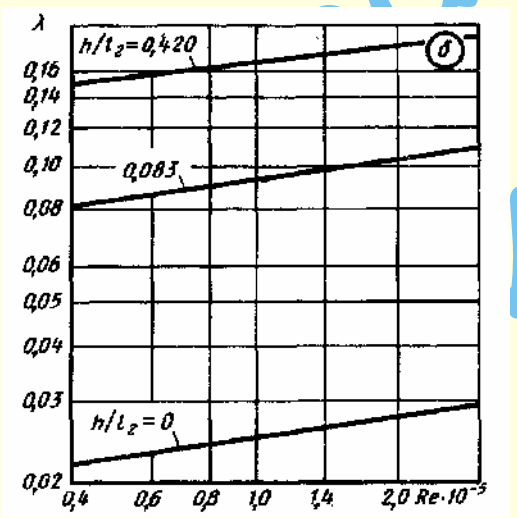
Кривая	Re ·10⁻⁴				
	0,5	0,8	1,2	1,6	4
Поток сбегает с кромок					
1	0,0250	0,0254	0,0256	0,0257	0,0257
Поток набегает на кромки					
2	0,0250	0,0262	0,0275	0,0284	0,0285

2. Труба гофрированная [963]; λ см. график *б*



Значения λ

$\frac{h}{l_г}$	Re ·10⁻⁵							
	0,4	0,6	0,8	1	1,4	2	2,5	3
0,421	0,150	0,155	0,162	0,168	0,175	0,180	0,185	0,190
0,083	0,082	0,088	0,090	0,092	0,098	0,103	0,105	0,110
0	0,022	0,023	0,024	0,025	0,026	0,027	0,028	0,029



3. Стеклотканевая труба [336] (см. 1.7.1, п. 72)

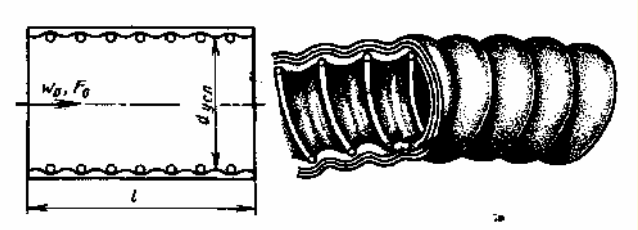
$\lambda \approx 0,052 \cdot (10 D_0)^{\frac{0,1}{D_0}} (50b)^{0,2}$ см. таблицу; b – ширина ленты, навиваемой на проволочный каркас стеклотканевой трубы (при $D_0 \le 0,2$ м $b = 0,02$ м; при $D_0 > 0,2$ м $b \ge 0,03$ м)

Значения λ

D_0, м	Re ·10⁻⁵										
	1,0	1,1	1,4	1,6÷1,7	1,8	1,9	2,3	2,6÷2,7	2,8	2,9	3,3
0,100		0,053	0,053	0,051	0,05	–	–	–	–	–	–
0,155		0,063	–	–	–	0,063	0,064	0,064	–	–	–
0,193	0,070	–	–	–	–	0,072	0,072	0,073	–	–	–
0,250	–	–	–	–	–	–	–	–	0,085	0,077	0,082

Справочник по гидравлике

Рукава из армированной резины; стабилизированное течение [620] $\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_{усл}}{\nu}>4\cdot10^4$	**Диаграмма 7–14**



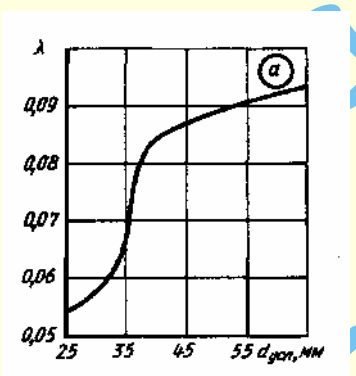
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\lambda\frac{l}{d_{расч}},$$

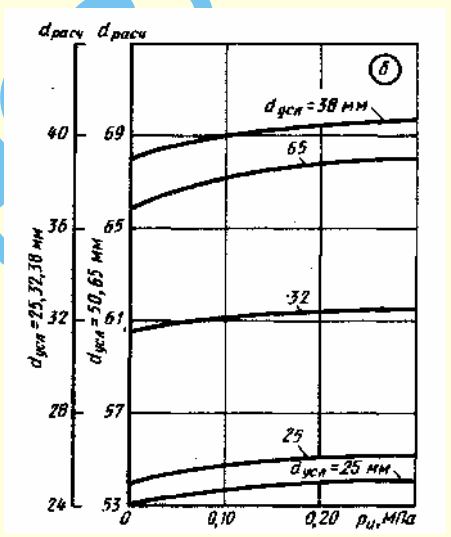
где λ – в зависимости от условного диаметра $d_{усл}$ см. график *а*; $d_{расч}$ – расчетный диаметр, определяемый в зависимости от внутреннего избыточного давления $p_и$ при различных $d_{усл}$ (см. график *б*, ν см. 1.1)

Характеристики рукавов

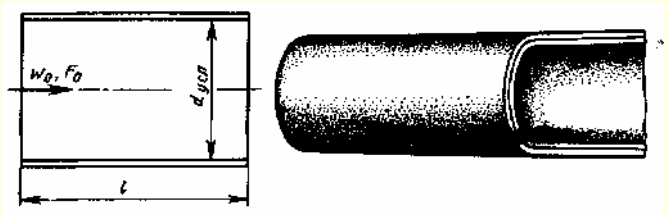
Внутренний условный диаметр $d_{усл}$, мм	25	32	38	50	65
Диаметр проволоки-спирали, мм	2,8	2,8	2,8	3,0	3,4
Шаг, мм	15,6	15,6	17,6	20,0	20,8
Тканевая прокладка толщиной 1,1 мм, шт.	1	1	1	1	1
Резиновый слой толщиной, мм	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0
Спираль хлопчатобумажная диаметром, мм	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Резиновый слой толщиной, мм	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Тканевая прокладка толщиной 1,1 мм, шт.	2	2	2	2	2

$d_{усл}$, мм	25	32	38	50	65
λ	0,051÷0,057	0,053÷0,066	0,072÷0,090	0,083÷0,094	0,085÷0,100





Рукава из гладкой резины; стабилизированное течение [620]	**Диаграмма 1.7–15**



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\lambda\frac{l}{d_{расч}},$$

где $\lambda=\frac{A}{\mathrm{Re}^{0,265}}$ см. кривые $\lambda=f(\mathrm{Re})$ графика *а*;

A= 0,38÷0,52 – в пределах $\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_{расч}}{\nu}=5000\div120000$ и в зависимости от качества рукавов; $d_{расч}$ – расчетный диаметр, определяемый в зависимости от внутреннего избыточного давления $p_и$ см. график *б*; ν см. 1.1.

Гидравлический справочник по

Продолжение

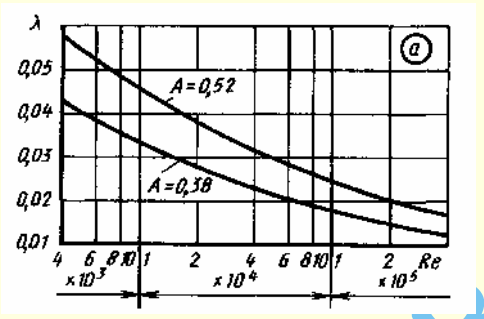
Рукава из гладкой резины; стабилизированное течение [620]	**Диаграмма 1.7–15**

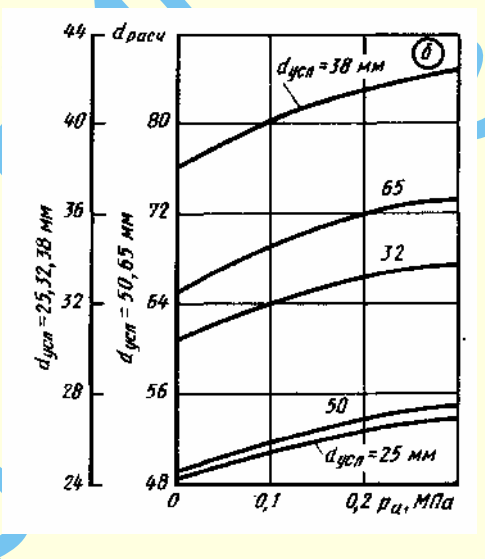
Характеристики рукавов

Внутренний условный диаметр $d_{усл}$, мм	25	32	38	50	65
Резиновый слой (внутренний) толщиной, мм	2	2	2	2,2	2,2
Тканевая прокладка толщиной 1,1 мм, шт.	2	2	2	3	3
Резиновый слой (наружный) толщиной, мм	0,9	0,9	0,9	1,2	1,2

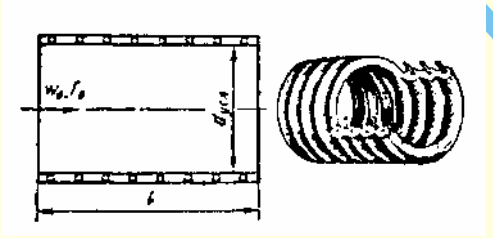
Значения λ

A	Re·10^{-4}							
	0,4	0,6	1	2,0	4,0	6,0	10	20
0,52	0,057	0,052	0,045	0,038	0,031	0,028	0,025	0,020
0,38	0,042	0,038	0,033	0,028	0,023	0,021	0,018	0,015





Рукав из гладкой армированной резины; стабилизированное течение [620]	**Диаграмма 1.7–16**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l_{ист}}{d_{расч}},$$

где λ = *f*(Re, $d_{усл}$, $p_и$) см. графики *а* и *б*; $d_{расч}$ – расчетный диаметр, определяемый в зависимости от среднего внутреннего давления $p_и$, см. график *в*; $l_{ист} = kl$; k – в зависимости от среднего внутреннего избыточного давления $p_и$, см. график *г*;

$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 d_{усл}}{\nu}$$: ν см. 1.1.

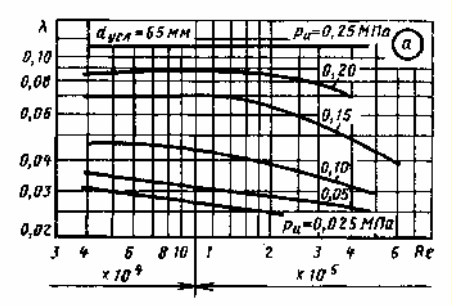
Значения λ при $d_{усл}$ = 65 мм

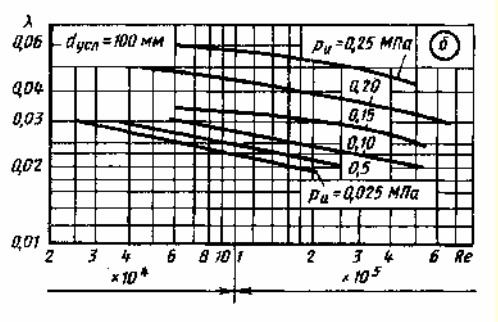
$p_и$, МПа	Re·10^{-5}							
	0,4	0,6	0,8	1	1,4	2	2,5	4
0,025	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	–	–
0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
0,10	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03
0,15	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05
0,20	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	–0,07
0,25	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	–

Справочник по гидр

Продолжение

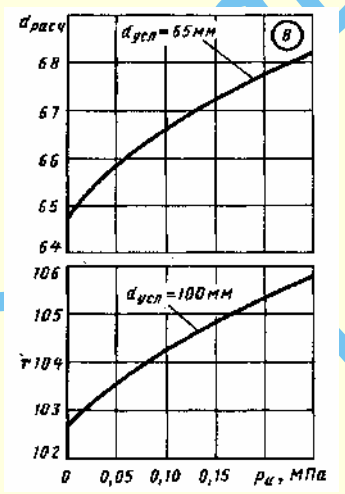
Рукав из гладкой армированной резины; стабилизированное течение [620]	**Диаграмма 1.7–16**

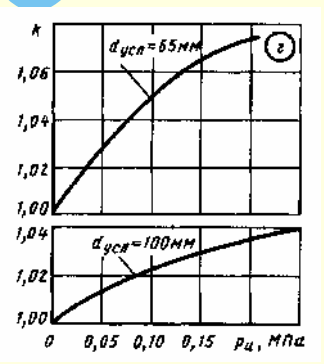




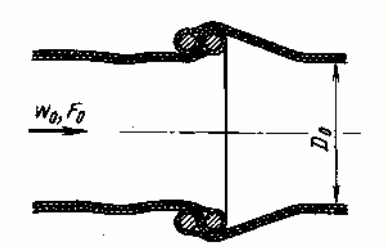
Значения λ при $d_{усл}$ = 100 мм

$p_и$, МПа	Re 10^{-5}									
	0,25	0,4	0,6	0,8	1	1,4	2	2,5	4	6
0,025	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	–	–	–	–
0,05	–	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	–	–
0,10	–	–	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	–
0,15	–	–	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02
0,20	–	–	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03
0,25	–	–	–	0,06	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05	–





Труба из прорезиненного материала типа брезента; стабилизированное течение (по Адамову)	**Диаграмма 1.7–17**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_c\left(\lambda\frac{l_c}{D_0} + \zeta_c\right),$$

где n_c – число патрубков (соединений); l_c – длина одного патрубка;

$\lambda \equiv \dfrac{\Delta p}{\left(\rho w_0^2/2\right)\cdot\left(l_c/D_0\right)} = f_1(\mathrm{Re})$ см. график *а* для разных степеней натяжения трубы; $\zeta_c = f_2(\mathrm{Re})$ см. график *б*; $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_0}{\nu}$; ν см. 1.1

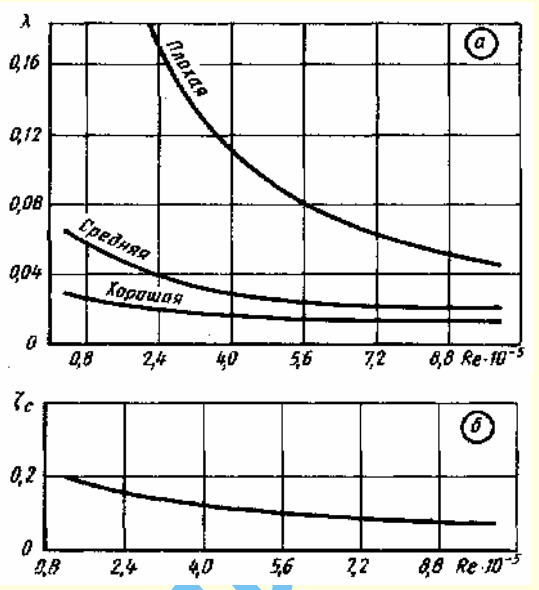
Справочник гидравлике

Продолжение

Труба из прорезиненного материала типа брезента; стабилизированное течение (по Адамову)	**Диаграмма 1.7–17**

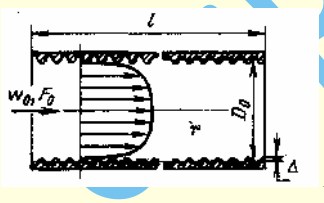
Значения λ

Степень натяжения трубы	$Re \cdot 10^{-5}$								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Хорошая	0,024	0,020	0,018	0,016	0,014	0,013	0,012	0,011	0,011
Средняя	0,064	0,042	0,034	0,028	0,025	0,023	0,021	0,020	0,019
Плохая	0,273	0,195	0,139	0,110	0,091	0,074	0,063	0,054	0,048



$Re \cdot 10^{-5}$	1	2	3	4	5	6	7	8	10
ζ	0,20	0,17	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08

Труба из березовой фанеры с продольными волокнами; стабилизированное турбулентное течение [12]	**Диаграмма 1.7–18**



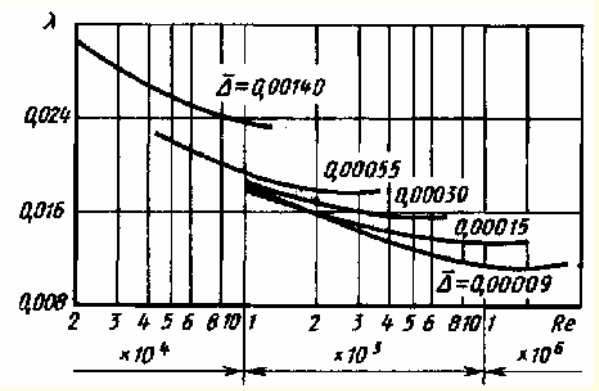
$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\left(\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\frac{l}{D_г}\right)}$$ см. кривые $\lambda = f(\mathrm{Re})$ для различных $\bar{\Delta}$;

$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г};$$ Δ см. табл. 1.41; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu}$; ν см. 1.1.

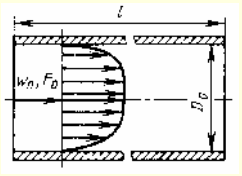
Значения ζ

$\bar{\Delta}$	$Re\ 10^{-5}$						
	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1	1,5
0,00140	0,030	0,028	0,027	0,025	0,024	0,023	–
0,00055	–	–	–	0,021	0,021	0,019	0,018
0,00030	–	–	–	–	–	0,018	0,017
0,00015	–	–	–	–	–	0,018	0,017
0,00009	–	–	–	–	–	0,018	0,017
$\bar{\Delta}$	$Re\ 10^{-5}$						
	2	3	4	6	8	10	20
0,00140	–	–	–	–	–	–	–
0,00055	0,017	0,018	0,018	–	–	–	–
0,00030	0,017	0,016	0,016	0,016	–	–	–
0,00015	0,016	0,015	0,014	0,014	0,014	0,013	–
0,00009	0,016	0,014	0,014	0,013	0,012	0.012	0,011



Справочник гидравлика

Трубы пластмассовые; стабилизированное течение [483; 484]	Диаграмма 1.7–19



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l}{D_0}$$

1. Полиэтилен (стабилизированный), винипласт

при 40 мм $\le D_0 \le$ 300 мм и $8\cdot10^3 \le \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \le 7{,}5\cdot10^5$:

$$\lambda = \frac{0{,}29 - 0{,}00023 D_0}{\mathrm{Re}^{0{,}22}}$$ см. табл. 1.

Здесь и далее D_0 – в мм (коэффициент при D_0 мм$^{-1}$).

2. Стеклопластик

при 100 мм $\le D_0 \le$ 150 мм и $10^4 \le \mathrm{Re} \le 3\cdot10^5$ $\lambda = \frac{0{,}282 - 0{,}000544 D_0}{\mathrm{Re}^{0{,}19}}$ см. табл. 2.

3. Фаолит

при 70 мм $\le D_0 \le$ 50 мм и $10^4 \le \mathrm{Re} \le 2\cdot10^5$; $\lambda = \frac{0{,}274 - 0{,}000662 D_0}{\mathrm{Re}^{0{,}2}}$ см. табл. 2

Таблица 1

Значения λ для полиэтилена и винипласта

Re·10^{-4}	D_0, мм					
	40	100	160	200	250	300
0,8	0,039	0,037	0,035	0,034	0,032	0,031
2	0,031	0,030	0,029	0,028	0,026	0,025
5	0,026	0,025	0,024	0,023	0,022	0,021
10	0,022	0,021	0,020	0,020	0,019	0,018
50	0,016	0,015	0,014	0,014	0,013	0,012
80	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,011

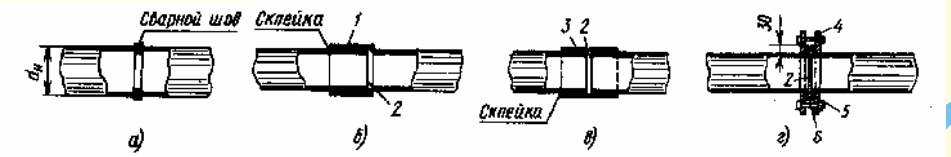
Таблица 2

Значения λ для стеклопластика и фаолита

Re·10^{-4}	D_0, мм					
	60	80	100	120	140	160
Стеклопластик						
1	0,043	0,041	0,040	0,038	0,036	0,034
5	0,032	0,031	0,030	0,028	0,026	0,025
10	0,028	0,027	0,026	0,024	0,023	0,022
30	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019	0,018
Фаолит						
1	0,037	0,035	0,033	0,031	0,029	0,027
5	0,027	0,025	0,024	0,022	0,021	0,019
10	0,023	0,022	0,021	0,019	0,018	0,017
20	0,020	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015

Справочник по гидравлике

Трубы пластмассовые (полиэтилен или винипласт) со стыками; стабилизированное течение [483, 484]	Диаграмма 1.7–20



1 – раструб; 2 – круговой паз; *3* – муфта; *4* – фланец; *5* – отбортованный конец трубы; *6* – прокладка (кольцо из резины) 15 × 4 мм.

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_{ст}\left(\lambda\frac{l_{ст}}{D_0} + \zeta_{ст}\right),$$

где $n_{ст}$ – число стыков на участке; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–5; $\zeta_{ст}$ – коэффициент сопротивления одного стыка;

№	Соединение	Материал
а	С помощью сварки	Полиэтилен
б	» раструба	Винипласт
в	» муфты	»
г	» фланцев	Полиэтилен

при $50 \le D_0 \le 300$ мм:

а) сварное соединение при $1{,}8\cdot10^5 \le \mathrm{Re} \le 5\cdot10^5$ $\zeta_{ст} = \dfrac{0{,}0046}{D_0^{1{,}75}}$ см. таблицу.

Здесь и далее D_0 – в м (коэффициент при D_0 м$^{-1}$);

б) соединение с помощью раструба при $2{,}4\cdot10^5 \le \mathrm{Re} \le 5{,}6\cdot10^5$, $\zeta_{ст} = 0{,}113 - 0{,}225D_0$ (см. таблицу);

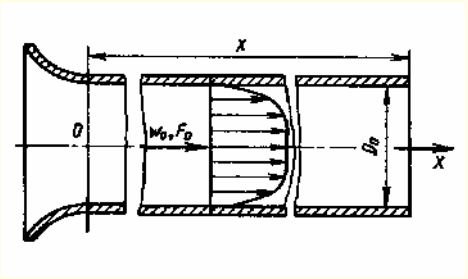
в) соединение с помощью муфты при $1{,}8\cdot10^5 \le \mathrm{Re} \le 6\cdot10^5$, $\zeta_{ст} = 0{,}045 - 0{,}156D_0$ (см. таблицу);

г) соединение с помощью фланцев при $2{,}8\cdot10^5 \le \mathrm{Re} \le 5\cdot10^5$, $\zeta_{ст} = 0{,}148 - 0{,}344D_0$ (см. таблицу)

Значения $\zeta_{ст}$ для различных типов соединения и D_0

Соединение	D_0, м						
	0,05	0,075	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
С помощью сварки	0,411	0,224	0,146	0,079	0,051	0,037	0,028
» раструба	0,102	0,096	0,091	0,079	0,068	0,057	0,046
» муфты	0,044	0,033	0,029	0,022	0,014	0,006	0,002
» фланцев	0,131	0,130	0,114	0,096	0,079	0,062	0,045

Труба любого сечения за плавным входом (начальный участок); нестабилизированное течение [108, 663]	Диаграмма 1.7–21



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda''_{нест}\frac{l}{D_г},$$

Турбулентное течение: $\lambda''_{нест} \equiv \dfrac{\Delta p}{\left(\dfrac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\dfrac{x}{D_г}\right)} = \dfrac{0{,}43}{\left(\dfrac{\mathrm{Re}\cdot x}{D_г}\right)^{0{,}2}} = k''_{нест}\lambda,$

где $k''_{нест} \approx 1{,}36\dfrac{\mathrm{Re}^{0{,}05}}{\left(\dfrac{x}{D_г}\right)^{0{,}2}}$ см. табл. 1; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–20

$\lambda'_{нест} \equiv \dfrac{\Delta p}{\left(\dfrac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\dfrac{\Delta x}{D_г}\right)} = \dfrac{0{,}344}{\left(\dfrac{\mathrm{Re}\cdot x}{D_г}\right)^{0{,}2}} = k'_{нест}\lambda,$ где $k'_{нест} \approx 1{,}09\dfrac{\mathrm{Re}^{0{,}05}}{\left(\dfrac{x}{D_г}\right)^{0{,}2}}$ см. табл. 1

Справочник по гидравлике

Продолжение

Труба любого сечения за плавным входом (начальный участок); нестабилизированное течение [108, 663]	**Диаграмма 1.7–21**

Таблица 1

Параметр	$\frac{x}{D_г}$											
	1	2	4	6	8	10	14	20	30	40	50	70
$\mathrm{Re} = 10^4$												
$k''_{нест}$	2,16	1,88	1,63	1,51	1,43	1,36	1,27	1,18	1,09	1,03	1,0	1,0
$k'_{нест}$	1,73	1,50	1,31	1,21	1,14	1,09	1,02	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\mathrm{Re} = 5\cdot10^4$												
$k''_{нест}$	2,34	2,03	1,77	1,63	1,54	1,47	1,38	1,28	1,18	1,12	1,07	1,0
$k'_{нест}$	1,87	1,63	1,42	1,31	1,23	1,18	1,10	1,03	1,0	1,0	1,0	1,0
$\mathrm{Re} = 10^5$												
$k''_{нест}$	2,42	2,11	1,83	1,70	1,60	1,53	1,43	1,33	1,23	1,16	1,11	1,03
$k'_{нест}$	1,94	1,69	1,47	1,36	1,28	1,22	1,14	1,06	1,0	1,0	1,0	1,0
$\mathrm{Re} = 5\cdot10^5$												
$k''_{нест}$	2,62	2,28	1,99	1,84	1,74	1,65	1,55	1,44	1,33	1,25	1,20	1,12
$k'_{нест}$	2,10	1,83	1,59	1,47	1,39	1,32	1,24	1,15	1,06	1,0	1,0	1,0
$\mathrm{Re} = 10^6$												
$k''_{нест}$	2,71	2,36	2,06	1,90	1,79	1,71	1,60	1,49	1,37	1,30	1,24	1,16
$k'_{нест}$	2,17	1,89	1,64	1,52	1,43	1,37	1,28	1,19	1,10	1,04	1,04	1,0
$\mathrm{Re} = 5\cdot10^6$												
$k''_{нест}$	2,94	2,56	2,23	2,05	1,94	1,65	1,73	1,62	1,49	1,41	1,34	1,26
$k'_{нест}$	2,36	2,05	1,78	1,64	1,55	1,49	1,39	1,29	1,19	1,13	1,08	1,0
$\mathrm{Re} = 10^7$												
$k''_{нест}$	3,05	2,65	2,31	2,12	2,02	1,92	1,80	1,68	1,55	1,46	1,39	1,30
$k'_{нест}$	2,44	2,12	1,85	1,70	1,61	1,54	1,44	1,34	1,24	1,17	1,11	1,04

Ламинарное течение ($\mathrm{Re} \le 2000$): $k_{нест} = f\left(\frac{x}{D_г}\cdot\frac{1}{\mathrm{Re}}\right)$ см. табл. 2

Таблица 2

$\frac{x}{D_г}\cdot\frac{1}{\mathrm{Re}}\cdot10^3$	2	5	10	15	20	25	30	≥40
$k_{нест}$	1,95	1,64	1,37	1,25	1,17	1,12	1,08	1,0

Справочник по гидравлике

1.8. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЧЕРЕЗ МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

1.8.1. Сопротивление при течении на входе в трубы и каналы (коэффициенты сопротивления входных участков)

1.8.1.1. Пояснения и практические рекомендации

1. При входе потока в прямую трубу (канал) постоянного поперечного сечения (рис. 1.88) сопротивление определяется двумя параметрами: относительной толщиной $\frac{\delta_1}{D_г}$ стенки входной кромки трубы и относительным расстоянием $\frac{b}{D_г}$ от места обреза трубы до стенки, в которую она заделана.

2. Максимальное значение коэффициент сопротивления ζ прямого входного участка имеет при совершенно острой кромке $\left(\frac{\delta_1}{D_г}=0\right)$ и удалении обреза трубы от стенки, в которую она заделана, на бесконечно большое расстояние $\left(\frac{b}{D_г}=\infty\right)$. В этом случае ζ = 1,0.

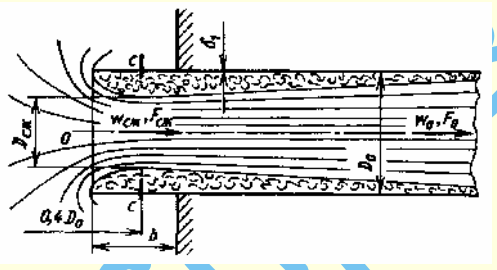


Рис. 1.88. Схема входа потока в прямую трубу из неограниченного пространства

3. Минимальное значение коэффициента сопротивления ζ, которое может быть достигнуто при утолщении входной кромки, равно 0,5. Такое же значение имеет ζ при заделке обреза трубы заподлицо со стенкой $\left(\frac{b}{D_г}=0\right)$.

4. Влияние стенки на коэффициент сопротивления входа практически перестает сказываться при $\frac{b}{D_г}\geq$ 0,5. Этот случай соответствует входу потока в трубу (канал), обрез которой бесконечно удален от стенки.

5. При входе в прямую трубу (канал) поток обтекает кромку входного отверстия, но при недостаточно закругленной кромке входного отверстия поток по инерции отрывается вблизи входа от внутренней поверхности. Этот отрыв потока и вызванное им вихреобразование являются основными источниками потерь давления при входе. Отрыв потока от стенок трубы влечет за собой уменьшение поперечного сечения (сжатие) струи. Для прямого входного отверстия с острой кромкой коэффициент заполнения сечения (коэффициент сжатия) $\varepsilon=\frac{F_{сж}}{F_0}$ в случае турбулентного течения равен 0,5.

6. Утолщение, срез или закругление стенки входного участка, а также расположение обреза трубы (канала) близкое от стенки, в которую эта труба заделана, приводят к тому, что поворот потока вокруг входной кромки получается более плавным, и зона отрыва потока уменьшается, благодаря чему уменьшается и сопротивление входа.

7. Наиболее значительно уменьшается сопротивление в случае входа потока через плавный коллектор, очерченный по дуге кривой (окружности, лемнискаты и т. д.; рис. 1.89*а*). Например, для кругового коллектора с относительной величиной радиуса закругления $\frac{r}{D_г}$ = 0,2 коэффициент сопротивления ζ снижается до 0,04 – 0,05 вместо ζ = 1,0 при $\frac{r}{D_г}=\frac{\delta_1}{D_г}=0$ (острая кромка)[1].

8. Сравнительно малое сопротивление создается также при входе потока через коллекторы с прямыми образующими, оформленными в виде усеченного конуса (рис. 1.89*б* и *в*) или в виде сужающихся участков с переходом с прямоугольника на круг или с круга на прямоугольник (рис. 1.89*г*). Коэффициент сопротивления таких коллекторов зависит как от угла сужения α, так и относительной длины $\frac{l}{D_г}$ сужающегося участка. Каждой длине конического коллектора соответствует свое оптимальное значение α, при котором коэффициент сопротивления ζ принимает минимальное значение. Практически оптимум α для широкого диапазона $\frac{l}{D_г}$ (порядка 0,1÷1,0) находится в пределах 40÷60°. При этих углах и, например, при относительной длине $\frac{l}{D_г}$ = 0,2 коэффициент сопротивления равен 0,2.

9. Потери давления в коническом коллекторе в основном связаны с отрывом потока в двух местах: непосредственно за входным сечением коллектора и в прямом участке за ним (рис. 1.89*б* и *в*). В первом случае потери преобладают, когда угол сужения α конического коллектора сравнительно мал (рис.1.89*б*), во втором случае потери начинают преобладать при больших значениях α и становятся тем значительнее, чем больше этот угол (рис. 1.89*в*). При α = 0° имеет место обычный случай прямого входа, для которого ζ = 1. При α = 180° входной канал заделан заподлицо в стенку и ζ = 0,5.

---

[1] При плавном входе в трубу единственный источник потерь – это потери полного давления в пограничном слое. В ядре потока потерь нет. Поэтому наиболее точное экспериментальное определение коэффициента сопротивления плавного входного коллектора может быть достигнуто измерением распределения полного давления и скорости в выходном сечении коллектора. При этом в пограничном слое измерения следует выполнять с помощью микронасадка. В этом случае коэффициент сопротивления

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{\frac{1}{F_0}\int_{F_0}(p_0-p_0')\,w\,dF}{\rho w_0^3/2F_0},$$

где w – скорость в выходном сечении коллектора; p_0, p_0' – полное давление соответственно перед входом в коллектор и на выходе из него.

Справочник по гидравлике

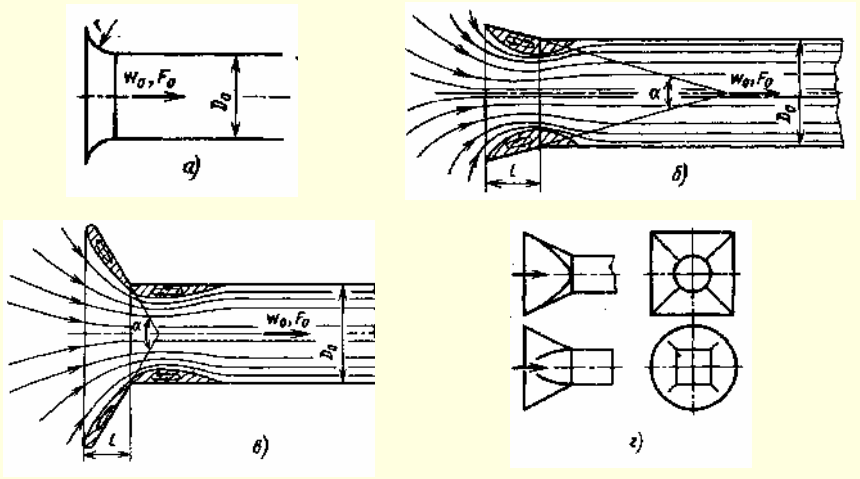


Рис. 1.89. Схемы входов потока в плавные участки

10. При заделке входного участка трубы в торцовую стенку под углом (см. диаграммы 1.8.1–2 и 1.8.1–3) сопротивление входа повышается. Коэффициент сопротивления в случае круглого или квадратного сечений и $w_\infty = 0$ может быть вычислен по формуле Вейсбаха [1040]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}5 + 0{,}3\cos\delta + 0{,}2\cos^2\delta.$$

Для других форм сечения канала коэффициенты сопротивления приведены на диаграмме 1.8.1–2 (даны с округлением до 10%) [474].

11. Если вдоль стенки, в которую заделана труба (см. диаграмму 1.8.1–3), проходит поток со скоростью w_∞, то явление будет в основном аналогичным тому, которое имеет место при истечении через отверстие в стенке при тех же условиях (см. 1.8.2, пп. 40–47). Вместе с тем существуют и некоторые различия. Так, при отсосе в прямой канал отсутствуют потери динамического давления отсасываемой струи, поэтому коэффициент сопротивления в данном случае существенно меньше, чем при истечении из отверстия. Более того, при углах наклона прямых участков $\delta > 90°$ вследствие усиления явления наддува ζ при определенных отношениях скоростей $\frac{w_\infty}{w_0} > 0$ принимает отрицательные значения (см. диаграмму 1.8.1–3).

12. Установка впереди входного участка экрана (стенки, рис. 1.90) на относительном расстоянии $\frac{h}{D_г} < 0{,}8 \div 1{,}0$ повышает сопротивление входа, и тем значительнее, чем ближе придвинут в этих пределах экран к входному отверстию трубы, т. е. чем меньше $\frac{h}{D_г}$.

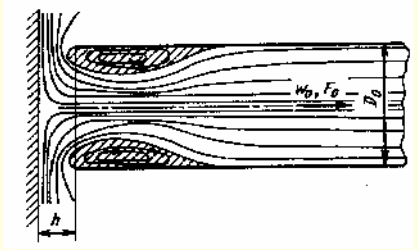


Рис. 1.90. Входной участок с экраном перед входом

13. Коэффициент сопротивления входных участков, не заделанных заподлицо со стенкой, при различной толщине закруглений или срезов и наличии экрана определяется по приближенной формуле [251, 252]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta' + \frac{\sigma_1}{n},$$

где ζ' – коэффициент, учитывающий влияние формы входной кромки, определяемый как ζ входа по диаграммам 1.8.1–1, 1.8.1–4 и 1.8.1–6; σ_1 – коэффициент, учитывающий влияние экрана; $\sigma_1 = f\left(\frac{h}{D_г}\right)$ (см. кривую диаграммы 1.8.1–8).

Коэффициент сопротивления плавных коллекторов, заделанных заподлицо со стенкой, при наличии экрана определяется по кривым $\zeta = f\left(\frac{h}{D_г}, \frac{r}{D_г}\right)$ диаграммы 1.8.1–5.

14. На входных участках с внезапным переходом от большего сечения с площадью F_1 к меньшему сечению с площадью F_0 (насадок Борда, рис. 1.91), при больших числах Рейнольдса $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4\right)$ коэффициент сопротивления зависит от отношения площадей $\frac{F_0}{F_1}$ и может быть вычислен по формуле И. Е. Идельчика:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^m, \qquad (1.208)$$

где ζ' – коэффициент смягчения входа, зависящий от формы входной кромки узкого канала (см. диаграмму 1.8.1–9); определяется как ζ входа по диаграммам 1.8.1–1, 1.8.1–2 и 1.8.1–6; m – показатель степени, зависящий от условий входа; в пределах $\frac{b}{D_г} = 0 \div 0{,}01$ он меняется от 0,75 до 1,0, а при $\frac{b}{D_г} > 0{,}01$ может быть принят равным 1,0 [251, 252].

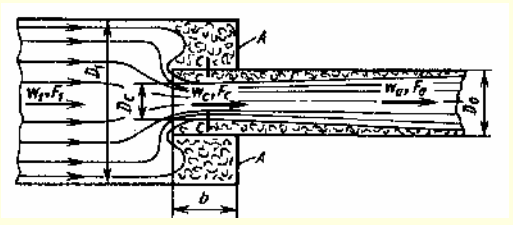


Рис. 1.91. Схема движения потока при внезапном сужении сечения

При заделке входной кромки узкого канала заподлицо с торцовой стенкой канала более широкого сечения $\frac{b}{D_г} = 0$ получается типичный случай внезапного сужения, рассматриваемый в 1.8.2 (пп. 22–24).

15. Коэффициент сопротивления входных участков зависит от места и способа заделки их в стенке. В частности, малый коэффициент сопротивления может быть достигнут

Справочник по гидравлике

при установке перед входным отверстием кольцевого ребра или кольцевого уступа, охватывающего отверстие (рис. 1.92). Если кромка ребра или уступа острая, то при входе в образованный этими устройствами расширенный участок поток отрывается от его поверхности. Вихрь, возникающий в области срыва потока, способствует плавному, безотрывному втеканию жидкости (газа) в основной входной участок трубы. В результате сопротивление входа значительно снижается.

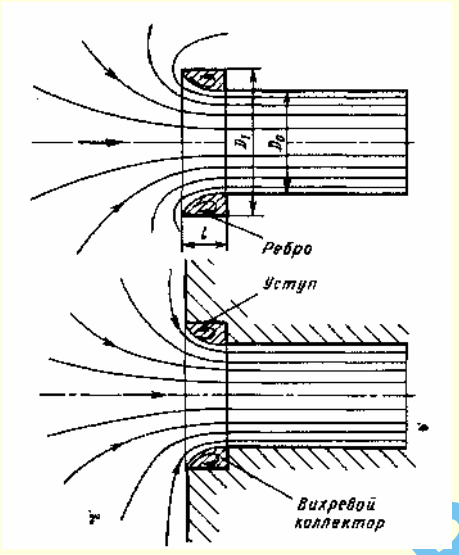


Рис. 1.92. Схема входа потока через кольцевое ребро или уступ

16. Оптимальные размеры расширенного участка, в котором образуется вихревой «коллектор», должны соответствовать размерам вихревой области до наиболее сжатого сечения струи при входе в прямую трубу с острыми кромками и соответственно в трубу, заделанную заподлицо со стенкой. И действительно, как показывают опыты В. И. Ханжонкова [677], минимальный коэффициент сопротивления $\zeta = 0{,}10 \div 0{,}12$ при применении ребра получается для $\frac{l}{D_0} \approx 0{,}25$ и $\frac{D_1}{D_0} \approx 1{,}2$, а уступа – для $\frac{l}{D_0} \approx 0{,}2$ и $\frac{D_1}{D_0} \approx 1{,}3$.

При круглении входной кромки минимальный коэффициент сопротивления в этих случаях снижается до 0,07–0,08.

17. Значения ζ для других способов заделки входных участков (в торцовой стенке или между стенками) приведены на диаграммах 1.8.1–10 и 1.8.1–11.

18. Коэффициент сопротивления при входе в прямой участок через шайбу или решетку (вход с внезапным расширением $F_1 = \infty$, см. диаграмму 1.8.1–12) при $\mathrm{Re} = \frac{w_{отв} d_г}{\nu} > 10^5$ в общем случае (любая форма краев отверстия и любая толщина) вычисляется по приближенной формуле [252, 267]

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[\zeta' + (1-\bar{f})^2 + \tau(1-\bar{f}) + \lambda\frac{l}{d_г}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}, \quad (1.209)$$

где ζ' – коэффициент, учитывающий форму входа, определяемый как ζ' входных участков с торцовой стенкой по диаграммам 1.8.1–1, 1.8.1–2, 1.8.1–4 и 1.8.1–7; τ – коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки решетки (шайбы), формы входной кромки отверстия и условия протекания потока через отверстие; λ – коэффициент сопротивления трения по длине (глубине) отверстий решетки, определяемый в зависимости от Re и $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_г}$ по диаграммам 1.7–2 – 1.7–6; $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0} = \frac{F_{отв}}{F_р}$ коэффициент живого сечения решетки (шайбы).

19. Общий случай входа через шайбу или решетку состоит из ряда частных случаев:

а) острые края отверстий ($\bar{l} = \frac{l_1}{d_г} \approx 0$), для которых $\zeta' = 0{,}5$ и $\tau = 1{,}41$; в этом случае выражение (1.209) приводится к следующей формуле И. Е. Идельчика [251, 252]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (1{,}707 - \bar{f})^2\frac{1}{\bar{f}^2} = \left(\frac{1{,}707}{\bar{f}} - 1\right)^2; \quad (1.210)$$

б) утолщенные края отверстий, для которых коэффициент $\zeta' = 0{,}5$, а

$$\tau = \left(2{,}4 - \bar{l}\right)\cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}, \left(\bar{l} = \frac{l}{D_г}\right), \quad (1.211)$$

где

$$\varphi(\bar{l}) = \frac{0{,}25 + 0{,}535\bar{l}^8}{\left(0{,}05 + \bar{l}\right)}; \quad (1.212)$$

в) срезанные или закругленные по потоку края отверстий, для которых принимается $\frac{\lambda l}{D_г} = 0$, а $\tau \approx 2\sqrt{\zeta'}$, в этом случае

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(1 - \sqrt{\zeta'} - \bar{f}\right)^2\frac{1}{\bar{f}^2}. \quad (1.213)$$

При срезанных по направлению потока краях отверстий коэффициент ζ' определяют как ζ конического коллектора с торцовой стенкой в зависимости от угла сужения α и относительной длины $\bar{l} = \frac{l}{D_г}$ по диаграмме 1.8.1–7 или при $\alpha = 40 \div 60°$ по формуле

$$\zeta' = 0{,}13 + 0{,}34\cdot e^{\left(-7{,}94\bar{l} - 203{,}5\bar{l}^{2{,}3}\right)}. \quad (1.214)$$

При закругленных краях отверстий коэффициент ζ' находят как ζ кругового коллектора с торцовой стенкой в зависимости от $\bar{r} = \frac{r}{D_г}$ по диаграмме 1.8.1–4 или по формуле

$$\zeta = +0{,}03 - 0{,}47e^{-17{,}73\bar{r}}. \quad (1.215)^1$$

20. Для переходной и ламинарной областей течения $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} < 10^4 \div 10^5\right)$ и обычных входов потока (без шайб или решеток) коэффициент сопротивления может быть определен по формуле

[1] Расчет по пп. б и в можно выполнять, начиная со значений $\mathrm{Re} = 10^4$ и более [96].

Справочник по гидравлике

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}} + \zeta_{кв},$$

где $\zeta_{кв}$ принимается как ζ, для автомодельной области ($\mathrm{Re} > 10^4 \div 10^5$); $A \approx 30$ [16].

21. Для переходной и ламинарной областей течения при входе потока через шайбу или решетку коэффициент сопротивления может быть вычислен по следующим приближенным формулам (в соответствии с 1.8.2 пп. 30–36):
при $30 < \mathrm{Re} < 10^4 \div 10^5$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_\varphi \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \zeta_{кв};$$

при $10 < \mathrm{Re} < 30$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re} < 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}} \frac{1}{\bar{f}^2}.$$

Здесь $\zeta_\varphi = f_1\left(\mathrm{Re}, \frac{F_0}{F_1}\right)$, см. график диаграммы 1.8.1–19 (имеется в виду, что $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$ соответствует отношению $\frac{F_0}{F_1}$); $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f_2(\mathrm{Re})$, см. диаграмму 1.8.1–19; $\zeta_{кв}$ – коэффициент сопротивления входа с данным видом шайбы (решетки), определяемый как ζ соответственно по (1.209 – 1.215).

22. Сопротивление при боковом входе в концевой участок трубы (рис. 1.93) существенно больше сопротивления при прямом входе с внезапным расширением (через шайбу, решетку), особенно при $\bar{f} > 0{,}2$ так как при боковом входе получаются более сложные условия движения жидкости (воздуха).

23. В. И. Ханжонков и Н. И. Давыденко [678] на основании визуальных наблюдений показали, что при малых значениях $\bar{f}$ струя, входящая через отверстие внутрь трубы, направляется к противоположной стенке, по которой она растекается во все стороны. При этом часть струи идет в конец трубы с закрытым торцом, поворачивается на 180° и уходит в другой конец трубы в виде двух вращающихся вихревых жгутов (рис. 1.93*а*).

При некоторых («критических») значениях $\bar{f}$ приток воздуха в закрытое пространство трубы почти прекращается, а струя в виде двух вихревых жгутов уходит целиком в противоположный конец трубы (рис. 1.93*б*).

24. Такое течение струи обусловливает не только повышенное сопротивление бокового входа, но и сложную зависимость коэффициента сопротивления ζ от отношения площадей $\bar{f}$ (рис. 1.94). Резкое падение ζ соответствует «критическому» значению $\bar{f}$, при котором происходит описанная выше перестройка потока после входа в трубу.

25. Вход потока в трубу через два боковых отверстия, расположенных одно против другого, согласно опытам автора, повышает сопротивление входа в тем большей степени, чем больше $\bar{f}$.

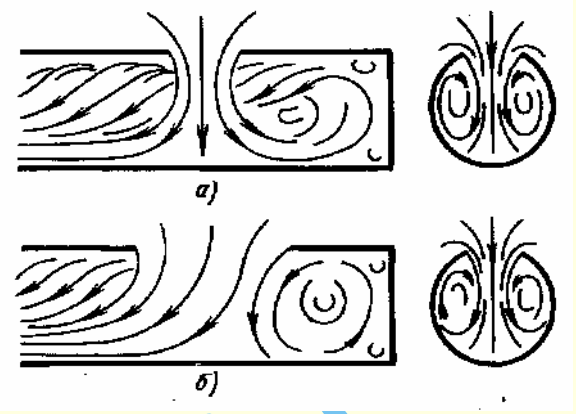


Рис. 1.93. Схемы входа потока в боковое отверстие концевого участка трубы:
а – при малых значениях $\bar{f}$; *б* – при больших значениях $\bar{f}$

26. Вход через боковые отверстия используется часто в вентиляционных шахтах прямоугольного сечения. Для предохранения от попадания осадков отверстия снабжают жалюзийными решетками. Коэффициент сопротивления таких шахт зависит также не только от относительной площади отверстий, но и от их взаимного расположения. На диаграмме 1.8.1–17 приведены коэффициенты сопротивления приточных шахт с боковыми отверстиями, по-разному расположенными одно относительно другого. При этом значения ζ даны для отверстий как с неподвижными жалюзийными решетками, так и без них.

27. Сопротивление приточных шахт с прямым входом, но снабженных зонтами (см. диаграмму 1.8.1–18), аналогично сопротивлению обычных входных участков с экранами. Для вентиляционных шахт круглого сечения, у которых относительная толщина δ_1 входных кромок лежит в пределах 0,002÷0,01, можно пренебречь влиянием этого параметра и принимать значение коэффициента сопротивления ζ, как для шахт, имеющих острую кромку.

Относительное расстояние $\frac{h}{D_г}$ между зонтом-колпаком и входной кромкой шахты может быть принято равным 0,4. Увеличение этого расстояния вызывает необходимость устройства зонта-колпака чрезмерно больших размеров во избежание попадания в шахту атмосферных осадков.

Из всех имеющихся конструкций приточных шахт следует рекомендовать шахту с коническим участком (диффузором) на входе. Эта шахта отличается минимальным коэффициентом сопротивления $\zeta = 0{,}48$ [674].

28. В случае установки сетки на входе потока суммарный коэффициент сопротивления может быть приближенно определен как сумма коэффициентов сопротивления сетки и входа, т. е.

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta' + \frac{\zeta_с}{n^2},$$

где ζ' – коэффициент сопротивления входа без сетки, определяемый как ζ при данной форме входной кромки по диа-

Справочник гидравлика

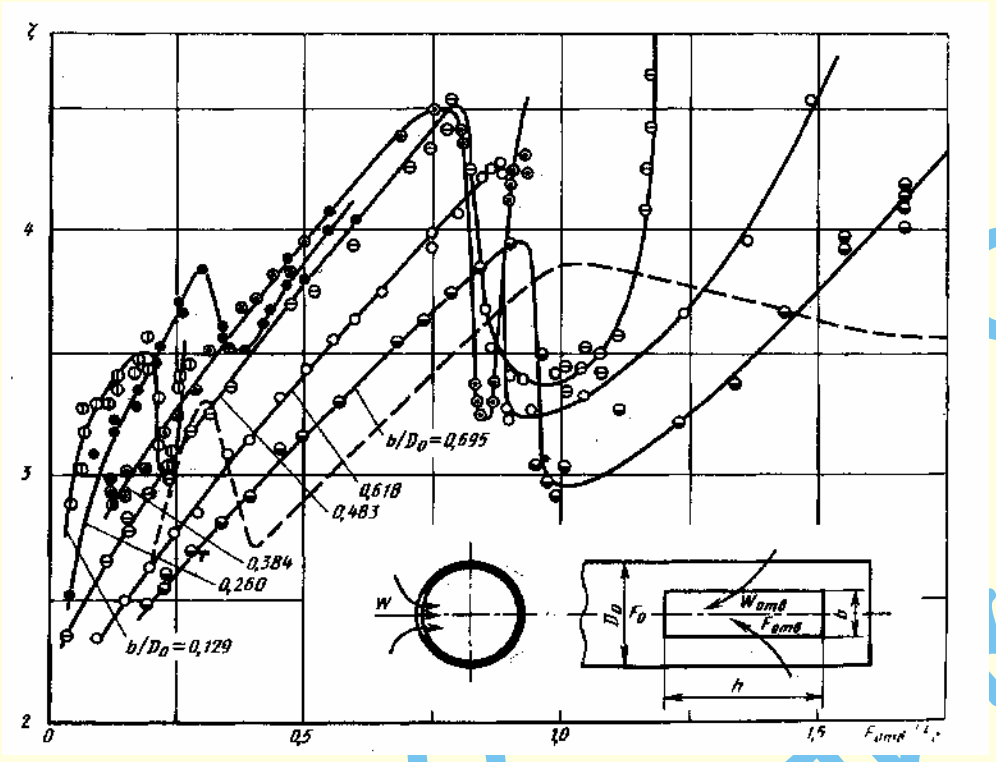


Рис. 1.94. Зависимость коэффициента сопротивления входа в боковое отверстие концевого участка трубы от относительной площади $\bar{f}$: сплошные линии – опыты [678] при одном отверстии; штриховые линии – опыты [272] при двух боковых отверстиях, расположенных одно против другого; $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_{отв}^2/2}$

граммам 1.8.1–1, 1.8.1–4 – 1.8.1–8; ζ_c – коэффициент сопротивления сетки, определяемый как ζ по соответствующим графикам на диаграмме 1.8.6–6; $n = \dfrac{F_1}{F_0}$ – отношение площади сечения в месте установки сетки к площади узкого сечения входного участка.

29. Коэффициент сопротивления неподвижной жалюзийной решетки зависит от коэффициента живого сечения $\bar{f} = \dfrac{F_{отв}}{F_р}$ и относительной глубины каналов $\left(\dfrac{l}{b_1'}\right)$. При этом для каждого коэффициента живого сечения решетки существует оптимальная величина относительной глубины $\left(\dfrac{l}{b_1'}\right)_{опт}$, при которой получается минимальный коэффициент сопротивления. Поэтому рекомендуются решетки, как правило, с оптимальными значениями $\dfrac{l}{b'}$:

$$\left(\frac{l}{b_1'}\right)_{опт} \approx 11\left(1-\bar{f}\right)^{1}.$$

30. В стандартных решетках с неподвижными жалюзи входные кромки перьев срезают по вертикали (см. схему *а* диаграммы 1.8.1–19). Однако выгоднее применять жалюзи с входными кромками, срезанными по горизонтали (см. схему *б*). Сопротивление при этом уменьшается на 40%.

31. Коэффициент сопротивления решеток с неподвижными жалюзи при установке их на входе в канал[2]:

1) при $\dfrac{l}{b_1'} \geq \left(\dfrac{l}{b_1'}\right)_{опт}$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k\left[0{,}85 + \left(1-\bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right)^2 + \zeta_{тр}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2;$$

2) при $\dfrac{l}{b_1'} < \left(\dfrac{l}{b_1'}\right)_{опт}$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k\left[0{,}85 + \left(1-\bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right)^2 + \zeta_{тр}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2 + \Delta\zeta,$$

где

$$\Delta\zeta = 0{,}5\left[11\left(1-\bar{f}\right) - \frac{1}{b_1'}\right];\quad \zeta_{тр} = \frac{\lambda l}{b_1'};$$

$\bar{f} = \dfrac{F_{отв}}{F_0}$ см. диаграмму 1.8.1–19; k = 1,0 для стандартной решетки (входные кромки срезаны вертикально); k = 0,6 для улучшенной решетки (входные кромки срезаны горизонтально); λ – коэффициент сопротивления трения по длине (глубине) каналов жалюзи, определяемый в зависимости от $\mathrm{Re} = \dfrac{w_{отв} b_1'}{\nu}$ по диаграммам 1.7–1 – 1.7–5.

[1] Формула получена на основании обработки данных Бевиера [770].

[2] Формулы удовлетворительно согласуются с опытными данными Бевиера [770] и Кобба [794].

Справочник по гидравлике

32. Основное требование, предъявляемое к входным патрубкам осевых стационарных турбомашин (рис. 1.95), – это минимум потерь полного давления и малая искаженность профиля скоростей в выходном сечении коллектора, подводящего воздух непосредственно к лопаточным венцам турбомашины.

33. Для патрубков, построенных на основе использования коллектора с двумя криволинейными поверхностями (рис. 1.95*а*), как показали опыты С. А. Довжика и В. М. Картавенко [198], эти условия лучше всего выполняются при высокой степени поджатия патрубка ($n_п \geq 3{,}5$, где $n_п = \frac{F_{вх}}{F_0}$, $F_{вх} = H \cdot B$ – площадь входа в улитку). При этом степень поджатия коллектора должна быть близкой к степени поджатия патрубка ($n_к = = n_п$, где $n_к = \frac{F_к}{F_0} = \frac{2h_к}{h_0} \cdot \frac{D_к}{D_0(1+\bar{d})}$, $\bar{d} = \frac{d}{D_0}$), а радиальные габариты патрубка должны быть достаточно большими $\left(\bar{D}_{ул} = \frac{D_{ул}}{D_0} \geq 1{,}3\right)$. Наклон задней стенки в нижней части улитки (рис. 1.95*б*) в некоторых пределах незначительно уменьшает потери давления в патрубке. При указанных оптимальных параметрах коэффициент сопротивления патрубка $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0 w_0^2/2} = 0{,}12 \div 0{,}15$ (где w_0 принимается равной средней осевой скорости в выходном сечении кольцевого коллектора F_0; ρ_0 – плотность газа в том же сечении).

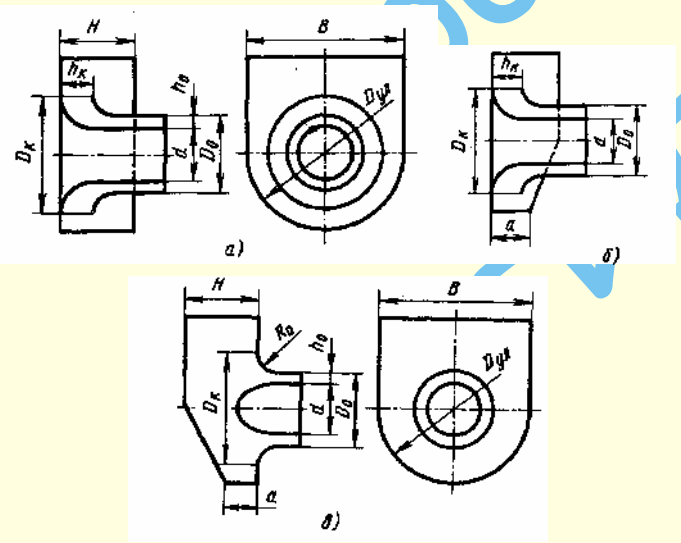


Рис. 1.95. Входные патрубки осевых стационарных турбомашин: *а* – кольцевой коллектор, образованный двумя криволинейными поверхностями; *б* – то же с наклоном нижней части улитки; *в* – кольцевой коллектор

34. Коллектор (см. рис. 1.95*а*) рекомендуется применять в тех случаях, когда патрубок должен иметь большую степень поджатия (осевые компрессоры, турбины). Если степень поджатия должна быть небольшой (вентиляторы) и радиальные габариты патрубка существенно ограничены, рекомендуется использовать патрубок, в котором кольцевой коллектор образуется одной криволинейной поверхностью (рис. 1.95*в*). При этом патрубок будет иметь минимальный коэффициент сопротивления при $n_п \geq 3{,}5$; $\frac{H}{D_0} \geq 0{,}95$; $\bar{D}_{ул} = 1{,}15 \div 1{,}25$. При значениях $\bar{D}_{ул} > 1{,}0$ целесообразно переднюю стенку улитки делать наклонной до $\frac{a}{H} \approx 0{,}4$. Такой наклон стенки дополнительно снижает коэффициент сопротивления.

35. Неравномерность распределения скоростей как в радиальном направлении, так и по окружности выходного сечения коллектора, получаемая при указанных оптимальных параметрах патрубков (отклонение от средней выходной скорости в осевом сечении порядка 15÷20%), не оказывает влияния на характеристики ступени компрессора. Однако неравномерность скорости приводит к периодическому изменению аэродинамических сил, действующих на лопатки рабочего колеса, что отражается на сопротивлении усталости машины [475].

36. Для двигателей летательных аппаратов, судов, а также для вагонов метро устанавливают воздухоприемные устройства (всасывающие патрубки, рис. 1.96). Аэродинамические характеристики этих устройств зависят от режимных и конструктивных параметров.

Подробные исследования аэродинамических характеристик всасывающих патрубков авиадвигателей описаны в работе [247]. Результаты исследований аэродинамики воздухоприемных устройств газотурбинных судов приведены в книге [102].

37. Условия входа во всасывающий патрубок, входной участок которого помещен на твердой поверхности (крыле самолета, капоте авиадвигателя, фюзеляже вертолета, корпусе судна, крыше вагона и т. п.), зависят от отношения скорости $w_{вх}$ на входе в патрубок или скорости w_0 на выходе из патрубка к скорости w_∞ набегающего потока (скорости полета, движения судна, вагона). В случае, когда площадь входа подобрана так, что при данном расходе через патрубок отношение $\frac{w_{вх}}{w_\infty}$ меньше единицы, наблюдается торможение (расширение) струи, сопровождаемое возрастанием статического давления. Образование положительного градиента давления вдоль струи при наличии сравнительно толстого пограничного слоя на твердой поверхности приводит (как в обычном диффузоре с твердыми стенками) к отрыву потока от этой поверхности (рис.1.96*а*). Чем больше градиент давления и, следовательно, чем меньше отношения $\frac{w_{вх}}{w_\infty}$, тем интенсивнее отрыв и больше потери давления при входе в патрубок.

38. Площадь входного отверстия патрубка может быть и такой, при которой для данного расхода отношение скоростей $\frac{w_{вх}}{w_\infty}$ будет равно или больше единицы. В случае $\frac{w_{вх}}{w_\infty} = 1$ площадь сечения и соответственно скорость, а следовательно, и статическое давление вдоль струи остаются практически постоянными до входа в патрубок. В этом случае никакого отрыва потока от поверхности не может быть (рис.1.96*б*) и втекание воздуха в патрубок происходит практически без потерь.

Задвижник по гидравлике

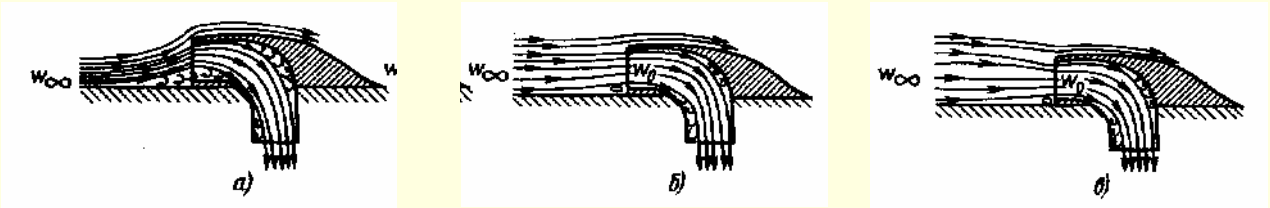


Рис. 1.96. Различные случаи входа потока в патрубок [247]: *а* – при малых коэффициентах расхода ($\frac{w_{вх}}{w_\infty}$ существенно меньше единицы); *б* – при больших коэффициентах расхода; *в* – при $\frac{w_{вх}}{w_\infty} \geq 1$

39. В случае $\frac{w_{вх}}{w_\infty} > 1$ вход потока в патрубок происходит с ускорением (струя поджимается) и, следовательно, сопровождается падением давления. Поэтому отрыва потока от твердой поверхности тем более быть не может. Однако при очень большом поджатии струи такое втекание может привести к отрыву потока от внутренней кромки патрубка (рис. 1.96*в*). Этот отрыв может быть устранен при достаточно плавном оформлении (утолщении) входной кромки.

40. Значения коэффициентов сопротивления собственно входа во всасывающие патрубки $\left(\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\right)$ при различных вариантах расположения сечения входа относительно твердой поверхности (в данном случае – поверхности капота авиадвигателя) и различных отношениях скоростей $\frac{w_0}{w_\infty}$ приведены на диаграмме 1.8.1–22. Там же показаны схемы вариантов испытанных патрубков. Наименьшие потери давления, связанные с входом потока во всасывающий патрубок, наблюдаются при расположении его непосредственно у передней кромки капота (вариант 1). В этом случае отрыва потока перед входом нет, а существенное возрастание потерь с уменьшением отношения скоростей при $\frac{w_0}{w_\infty} < 0{,}3$ связано с отрывом потока после входа его в патрубок (см. п. 39).

41. Влияние отрыва потока от твердой поверхности перед входом в патрубок на сопротивление входа можно значительно уменьшить или полностью устранить путем увеличения расстояния h выступающей части патрубка от твердой поверхности, особенно если при этом шейка патрубка будет выполнена удобообтекаемой для слива пограничного слоя (см. вариант 6 на диаграмме 1.8.1–22). Однако при этом следует учитывать возрастание лобового сопротивления патрубка с увеличением указанного расстояния от твердой поверхности.

42. Суммарные потери давления Δp во всасывающем патрубке (воздухоприемном устройстве) складываются из потерь давления $\Delta p_{вх}$ при входе в него потока и внутренних потерь $\Delta p_{из}$ во всем участке патрубка от входа до выхода потока из него. Соответственно общий (полный) коэффициент сопротивления всасывающего патрубка

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вх} + \zeta_{из},$$

где $\left(\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p_{вх}}{\rho w_0^2/2}\right)$ – коэффициент сопротивления входа, зависящий от отношения скоростей $\frac{w_0}{w_\infty}$ и местоположения патрубка (воздухоприемного устройства) на данном объекте; $\left(\zeta_{из} \equiv \frac{\Delta p_{из}}{\rho w_0^2/2}\right)$ – коэффициент внутреннего сопротивления всего участка воздухоприемного устройства от входа до выхода потока из него.

43. Лобовое сопротивление патрубка складывается из двух величин: «гидравлического» $c_{xг}$ и внешнего лобового сопротивления c_{x0}. Гидравлическое лобовое сопротивление возникает вследствие потери потоком, входящим в патрубок, количества движения. Внешнее лобовое сопротивление вызывается внешним обтеканием патрубка и интерференцией его на прилегающую часть самолета (вертолета, судна, вагона).

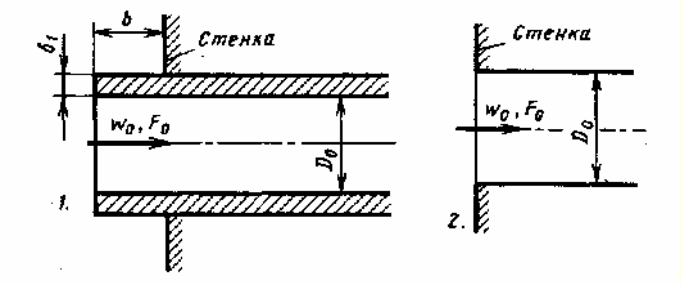
44. На диаграмме 1.8.1–23 показаны некоторые схемы входных элементов вентиляторных установок с осевыми вентиляторами общепромышленного назначения. Там же для различных условий входа и режимов работы вентилятора приведены значения коэффициентов сопротивления входных элементов по рекомендациям, разработанным ЛА. Бычковой [85, 86].

45. На диаграмме 1.8.1–24 приведены схемы входных элементов радиальных (центробежных) вентиляторов и значения коэффициентов сопротивления этих элементов по тем же рекомендациям, что в п. 44.

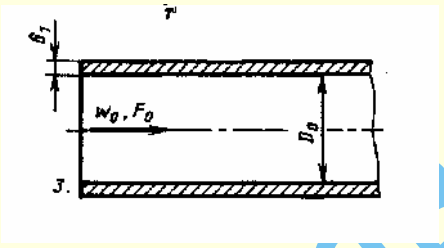
Справочник по гидравлике

1.8.1.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Вход в прямую трубу постоянного поперечного сечения; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–1**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$



1. Вход в трубу, заделанную в стенку на конечном расстоянии ($\frac{b}{D_г} < 0{,}5$).

2. Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку $\left(\frac{b}{D_г} = 0\right)$.

3. Вход в трубу, удаленную от стенки $\left(\frac{b}{D_г} > 0{,}5\right)$.

1 и 2. $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ см. кривую $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_г}\right)$ при заданных $\frac{b}{D_г}$.

3. $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ см. кривую $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_г}\right)$ при $\frac{b}{D_г} \geq 0{,}5$.

Для вычисления на ЭВМ при $\frac{\delta_1}{D_г} < 0{,}05$ и $0{,}01 < \frac{b}{D_г} < 0{,}05$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \sum_{i=0}^{3} \left\{ \sum_{j=0}^{4} \left[a_{i,j} \left(\frac{b}{D_г} \right)^j \right] \right\} \left(\frac{\delta_1}{D_г} \right)^i,$$

где $a_{i,j}$ см. таблицу

Значения a_{ij}

i	j				
	0	1	2	3	4
0	0,549356	9,22856	–79,0065	258,742	–268,925
1	–4,93702	–681,756	7189,72	–24896,6	26416,2
2	160,273	17313,6	–212416,0	766932	–827816
3	1650,38	–139018	1930080	–7239530	795042

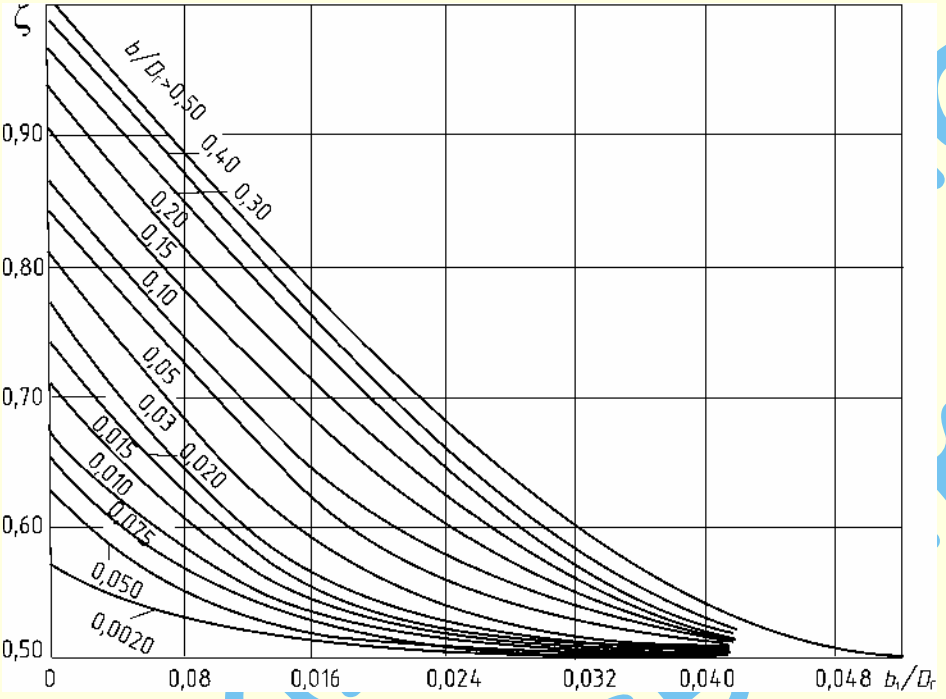
Значения ζ

$\frac{\delta_1}{D_г}$	$\frac{b}{D_г}$										
	0	0,002	0,005	0,010	0,020	0,050	0,100	0,200	0,300	0,500	∞
0	0,50	0,57	0,63	0,68	0,73	0,80	0,86	0,92	0,97	1,00	1,00
0,004	0,50	0,54	0,58	0,63	0,67	0,74	0,80	0,86	0,90	0,94	0,94
0,008	0,50	0,53	0,55	0,58	0,62	0,68	0,74	0,81	0,85	0,88	0,88
0,012	0,50	0,52	0,53	0,55	0,58	0,63	0,68	0,75	0,79	0,83	0,83
0,016	0,50	0,51	0,51	0,53	0,55	0,58	0,64	0,70	0,74	0,77	0,77
0,020	0,50	0,51	0,51	0,52	0,53	0,55	0,60	0,66	0,69	0,72	0,72
0,024	0,50	0,50	0,50	0,51	0,52	0,53	0,58	0,62	0,65	0,68	0,68
0,030	0,50	0,50	0,50	0,51	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61	0,61
0,040	0,50	0,50	0,50	0,51	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52	0,54	0,54
> 0,050	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

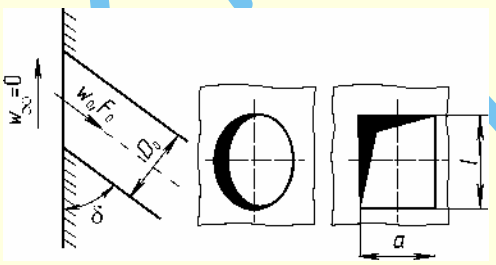
Справочник по гидравлике

Продолжение

Вход в прямую трубу постоянного поперечного сечения; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–1**



Вход из неограниченного пространства ($w_\infty = 0$) в трубу, заделанную заподлицо в стенку под любым углом δ; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geq 10^4$ **[474, 1040]**	**Диаграмма 1.8.1–2**



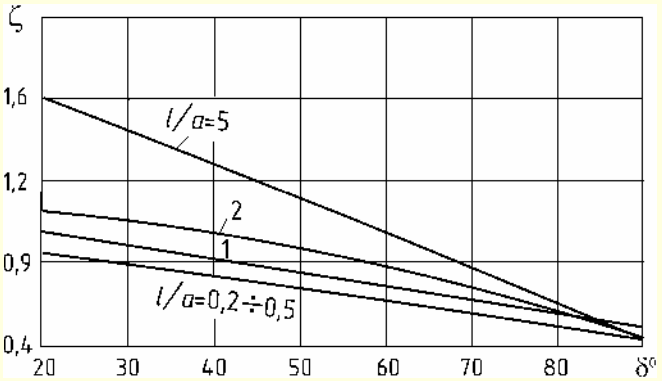
$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

Для круглого и квадратного отверстий

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0,5+0,3\cos\delta+0,2\cos^2\delta$$

Для отверстий любых форм

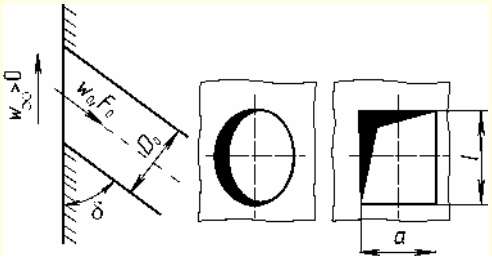
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f(\delta)$$



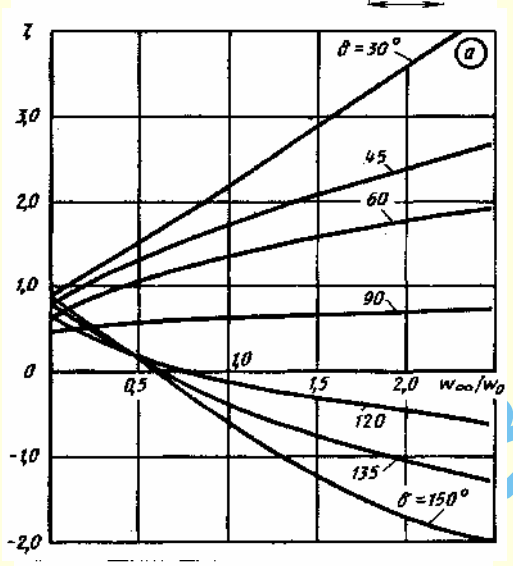
Значения ζ (округленно до 10%)

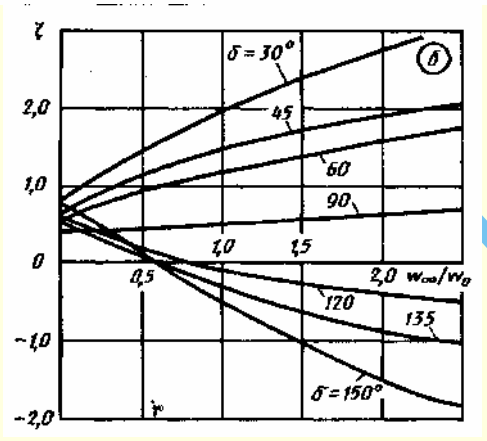
$\frac{l}{a}$	δ°						
	20	30	45	60	70	80	90
0,2÷0,5	0,85	0,80	0,70	0,62	0,56	0,50	0,45
1,0	0,96	0,90	0,80	0,70	0,63	0,56	0,50
2,0	1,04	1,00	0,90	0,80	0,70	0,58	0,45
5,0	1,58	1,45	1,20	0,95	0,78	0,60	0,45

Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока ($w_\infty > 0$); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^4$ **[474]**	**Диаграмма 1.8.1– 3**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \text{ см. кривые } \zeta = f\left(\frac{w_\infty}{w_0}\right)$$





Значения ζ при $\frac{l}{a}$ = 2,0 (см. график *в*)

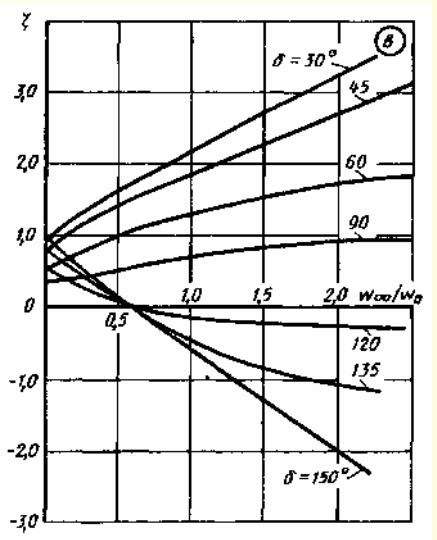
δ°	$\frac{w_\infty}{w_0}$					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	1,00	1,68	2,22	2,78	3,32	3,80
45	0,88	1,46	1,90	2,30	2,77	3,20
60	0,60	1,02	1,35	1,60	1,75	1,87
90	0,45	0,55	0,75	0,87	0,95	0,95
120	0,60	0,10	–0,13	–0,20	–0,23	–0,30
150	1,00	0,15	–0,60	–1,30	–2,00	–2,50

Значения ζ (с округлением до 10%) для круглого и квадратного сечений, т. е. при $\frac{l}{a}$ = 1,0 (см. график *а*)

δ°	$\frac{w_\infty}{w_0}$					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	0,90	1,55	2,18	2,85	3,50	4,00
45	0,80	1,30	1,72	2,08	2,30	2,60
60	0,65	1,04	1,35	1,58	1,70	1,86
90	0,50	0,56	0,62	0,66	0,70	0,70
120	0,65	0,15	–0,15	–0,30	–0,50	–0,60
150	0,85	0,15	–0,60	–1,22	–1,70	–2,0

Значения ζ (с округлением до 10%) при $\frac{l}{a}$ = 0,2÷0.5 (см. график *б*)

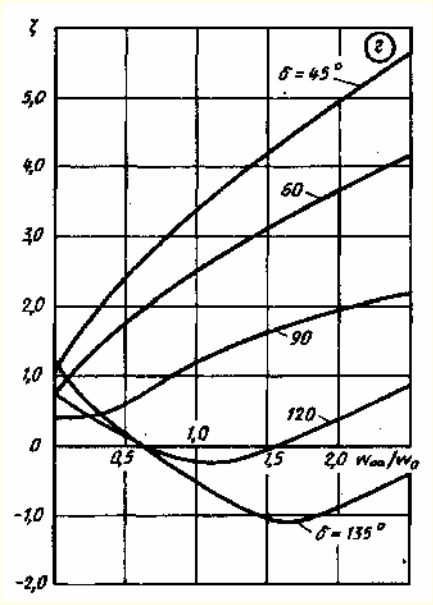
δ°	$\frac{w_\infty}{w_0}$					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
30	0,80	1,30	1,85	2,20	2,50	2,75
45	0,67	1,10	1,43	1,65	1,83	2,0
60	0,58	0,92	1,25	1,45	1,60	1,75
90	0,45	0,45	0,60	0,67	0,75	0,85
120	0,53	0,15	–0,10	–0,30	–0,40	–0,50
150	0,80	0,13	–0,50	–1,00	–1,35	–1,70



Экземпляр ООО "Гидравлика"

Продолжение

Вход в трубу, заделанную заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока ($w_\infty > 0$); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^4$ **[474]**	**Диаграмма 1.8.1– 3**

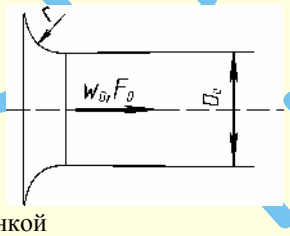


Значения ζ при $\frac{l}{a}$ = 5,0 (см. график *г*)

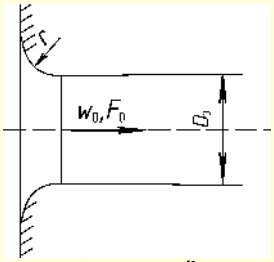
δ°	$\frac{w_\infty}{w_0}$					
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
45	1,20	2,40	3,30	4,12	4,85	5,50
60	0,90	1,72	2,47	3,08	3,60	4,10
90	0,45	0,60	1,18	1,78	1,88	2,10
120	0,80	0,12	–0,23	–0,10	–0,35	–0,80
135	1,20	0,12	–0,53	–1,05	–0,88	–0,45

Коллектор, очерченный по дуге круга, без экрана; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–4**

а) Без торцовой стенки



б) С торцовой стенкой



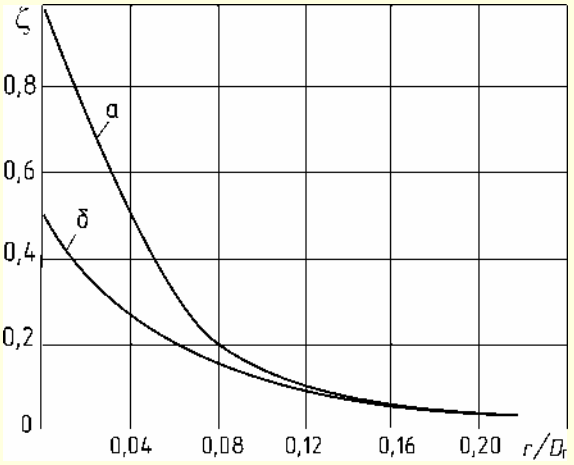
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$ см. кривые *а, б* в зависимости от $\frac{r}{D_г}$ для случая б):

$$\zeta = 0,03 + 0,47 \cdot \exp(-17,73\bar{r}); \quad \bar{r} = \frac{r}{D_г}$$

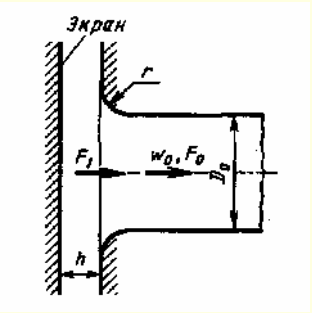
Значения ζ

Характеристика коллектора	$\frac{r}{D_г}$										
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	≥ 0,20
а) без стенки	1,0	0,87	0,74	0,61	0,51	0,40	0,32	0,20	0,10	0,06	0,03
б) с торцовой стенкой	0,5	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,09	0,06	0,03



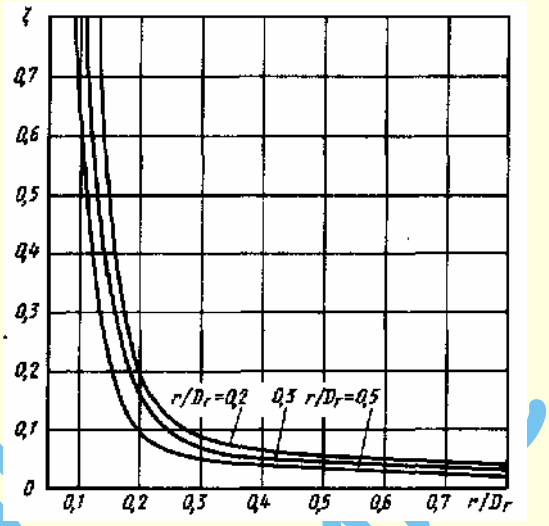
Справочник по гидравлике

Коллектор, очерченный по дуге круга, с плоской торцовой стенкой и с экраном $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[473]**	**Диаграмма 1.8.1–5**



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\ \text{см. кривые}\ \zeta=f\left(\frac{h}{D_г},\frac{r}{D_г}\right)$$

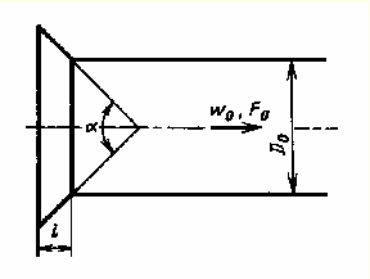


Значения ζ

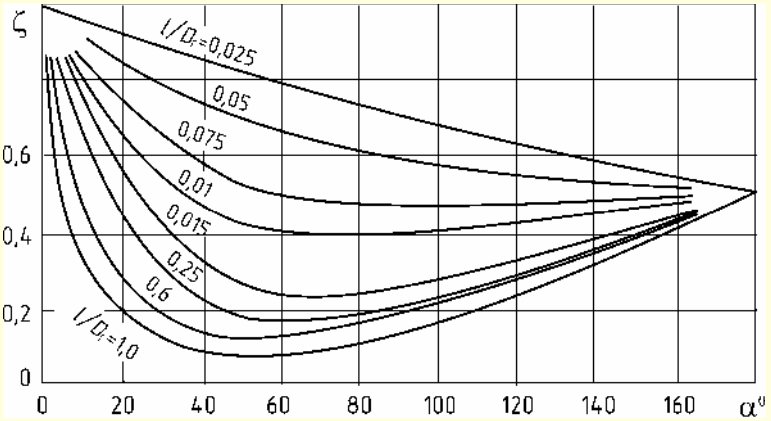
$\frac{r}{D_г}$	$\frac{h}{D_г}$									
	0,10	0,125	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80
0,2	–	0,80	0,45	0,19	0,12	0,09	0,07	0,06	0,05	0,05
0,3	–	0,50	0,34	0,17	0,10	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04
0,5	0,65	0,36	0,25	0,10	0,07	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03

Раструб (конический коллектор) без торцовой стенки; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–6**

$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\ \text{см. кривые}\ \zeta=f(\alpha)\ \text{для различных}\ \frac{l}{D_г}$$



Справочник гидравлика

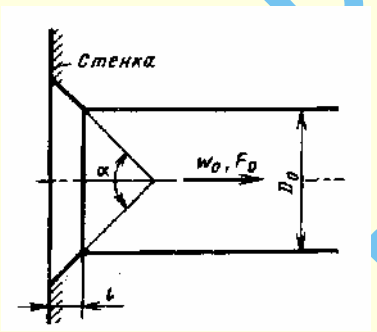
Продолжение

Раструб (конический коллектор) без торцовой стенки; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–6**

Значения ζ (приближенно)

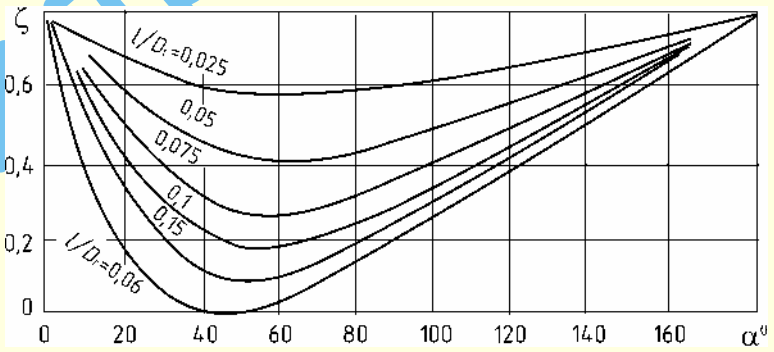
$\frac{l}{D_г}$	α°								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	1,0	0,96	0,93	0,90	0,86	0,80	0,69	0,59	0,50
0,050	1,0	0,93	0,86	0,80	0,75	0,67	0,58	0,53	0,50
0,075	1,0	0,87	0,75	0,65	0,58	0,50	0,48	0,49	0,50
0,10	1,0	0,80	0,67	0,55	0,48	0,41	0,41	0,44	0,50
0,15	1,0	0,76	0,58	0,43	0,33	0,25	0,27	0,38	0,50
0,25	1,0	0,68	0,45	0,30	0,22	0,17	0,22	0,34	0,50
0,60	1,0	0,46	0,27	0,18	0,14	0,13	0,21	0,33	0,50
1,0	1,0	0,32	0,20	0,14	0,11	0,10	0,18	0,30	0,50

Раструб (конический коллектор) с торцовой стенкой; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–7**



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривые $\zeta=f(\alpha)$ для различных $\frac{l}{D_г}$

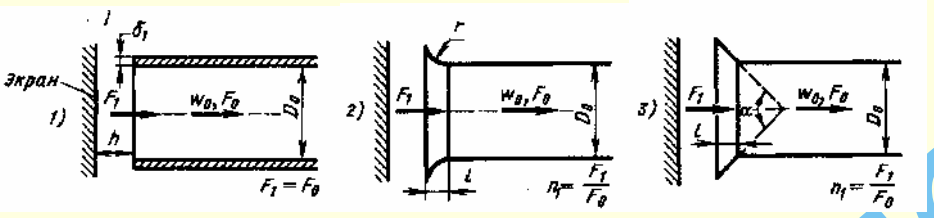


Значения ζ (приближенно)

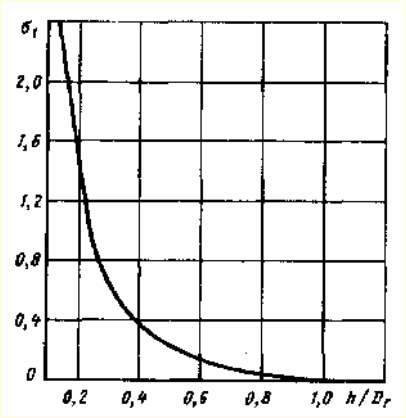
$\frac{l}{D_г}$	α°								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50
0,050	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	0,50
0,10	0,50	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	0,50
0,15	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	0,50
0,60	0,50	0,27	0,18	0,33	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50

Справочник по гидравлике

Входы с экраном; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–8**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0} \qquad \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta' + \frac{\sigma_1}{n_1^2},$$



где 1) ζ' см. кривую $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_г}\right)$ при $\frac{b}{D_г} \geq 0{,}50$ на диаграмме 1.8.1–1;

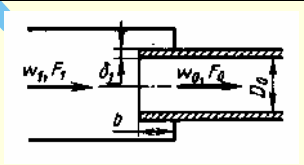
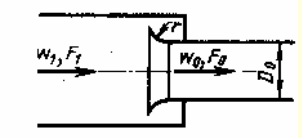
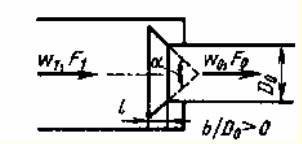
2) ζ' см. кривые $\zeta = f\left(\frac{r}{D_г}\right)$ на диаграмме 1.8.1–4;

3) ζ' см. кривую $\zeta = f\left(\alpha, \frac{l}{D_г}\right)$ на диаграмме 1.8.1–6; σ_1 см. кривую $\sigma_1 = f\left(\frac{h}{D_г}\right)$

$\frac{h}{D_г}$	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	1,0	∞
σ_1	1,60	0,65	0,37	0,25	0,15	0,07	0,04	0	0

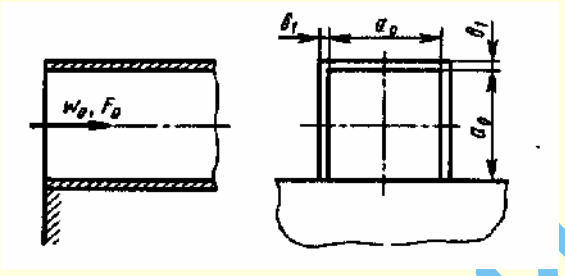
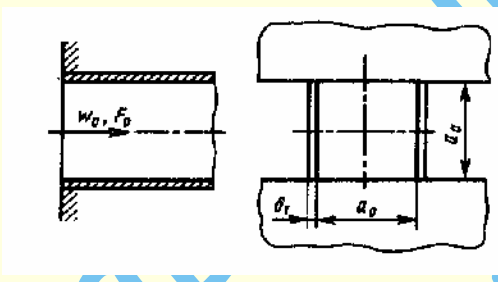
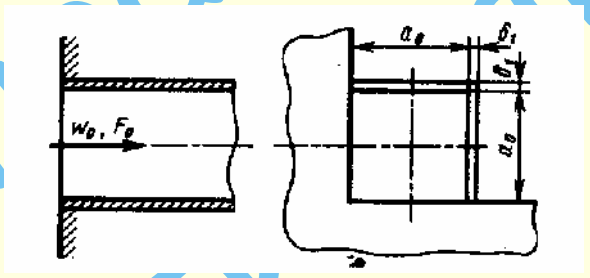
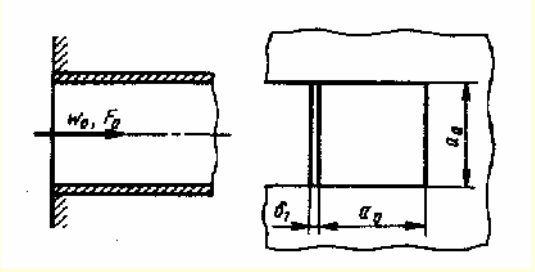
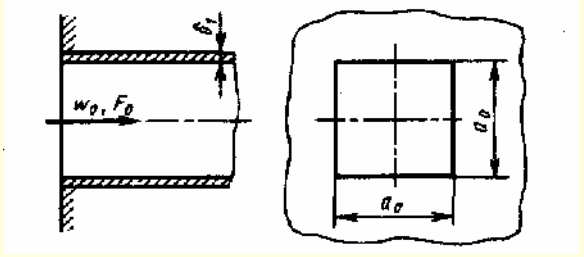
Вход из ограниченного объема $\left(\frac{F_0}{F_1}>0\right)$ **при** $\frac{b}{D_г}>0$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–9**

$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}, \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)$$

Кромка входа	Схема	Коэффициент ζ'
Острая или утолщенная		По кривым $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_г}, \frac{b}{D_г}\right)$ диаграммы 1.8.1–1
Закругленная		По кривым $\zeta = f\left(\frac{r}{D_г}\right)$ диаграммы 1.8.1–4 (графики *а* и *б*)
Срезана под углом (раструб)		По кривым $\zeta = f(\alpha, \frac{l}{D_г})$ диаграммы 1.8.1–6

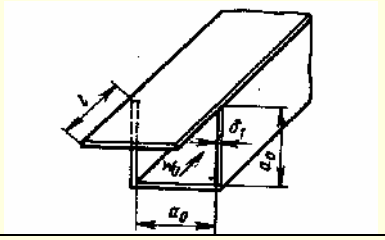
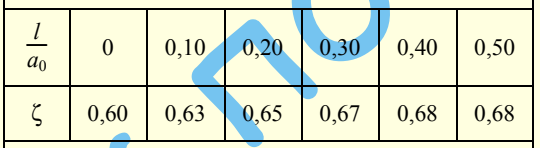
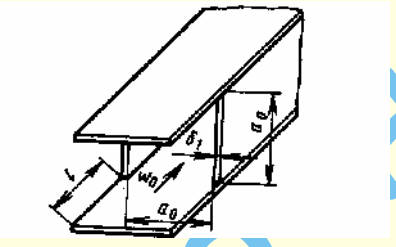
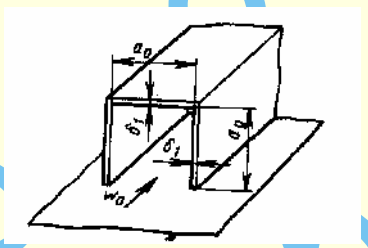
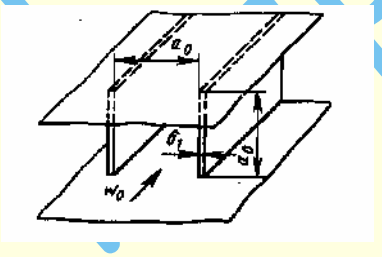
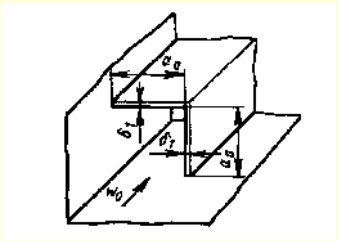
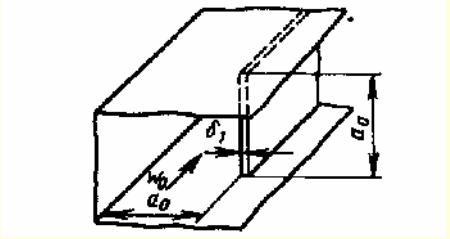
Справочник по гидравлике

Входы при различной заделке прямой трубы в торцовой стенке; толщина входной кромки $\delta_1 = (0{,}03 \div 0{,}04)a_0$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} > 10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–10**

Вход с торцовыми стенками	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
С одной стороны трубы (канала)		0,58
С двух противоположных сторон трубы (канала)		0,55
С двух смежных сторон трубы (канала)		0,55
С трех сторон трубы (канала)		0,52
С четырех сторон трубы (канала)		0,50

Справочник по гидравлике

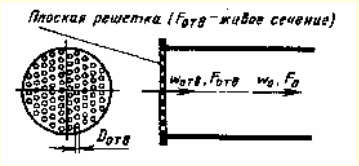
Входы при различной заделке прямой трубы между стенками; $\delta_1 = (0{,}03 \div 0{,}04)a_0$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} > 10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–11**

Вход в трубу (канал)	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
С козырьком с одной стороны		
С козырьками с двух сторон при $\frac{l}{d_0} = 0{,}5$		0,82
Расположенную на стенке		0,63
Заделанную между двумя стенками		0,71
Расположенную в двугранном углу (между двумя стенками)		0,77
Зажатую между тремя стенками		0,92

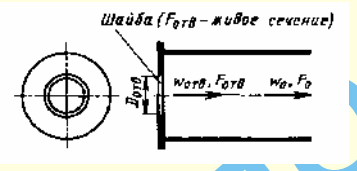
$\frac{l}{a_0}$	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
ζ	0,60	0,63	0,65	0,67	0,68	0,68

Справочник по гидравлике

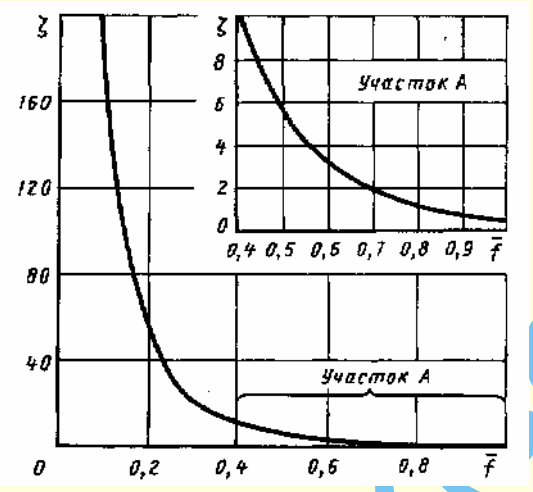
Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с острыми краями отверстий $\left(\frac{l}{d_г}=0\div0{,}015\right)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_{отв}d_г}{\nu}\geq10^5$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–12**



$$d_г=\frac{4f_{отв}}{\Pi_{отв}};\quad \bar{f}=\frac{F_{отв}}{F_р}=\frac{F_{отв}}{F_0}=\frac{\sum f_{отв}}{F_0}$$



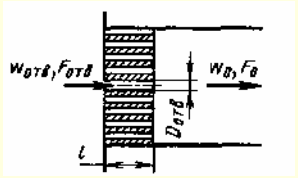
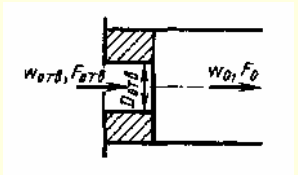
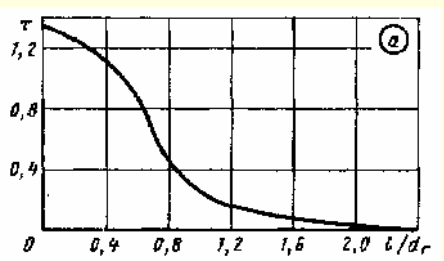
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left(1{,}707-\bar{f}\right)\frac{1}{\bar{f}^2}$$ см. кривую $\zeta=f(\bar{f})$



$\bar{f}$	ζ	$\bar{f}$	ζ
0,05	1100	0,50	5,8
0,10	258	0,55	4,4
0,15	98	0,60	3,5
0,20	57	0,65	2,6
0,25	38	0,70	2,0
0,30	24	0,75	1,7
0,35	15	0,80	1.3
0,40	11	0,90	0,8
0,45	7,8	1,0	0,5

Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с различными формами кра-ев отверстий $\mathrm{Re}=\frac{w_0d_г}{\nu}\geq10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–13**

$$d_г=\frac{4f_{отв}}{\Pi_{отв}};\quad \bar{f}=\frac{F_{отв}}{F_0}=\frac{\sum f_{отв}}{F_0}$$

Характеристика шайбы, решетки. Края отверстий	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	2	3
Утолщенные	 	$\zeta\approx\left[0{,}5+\left(1-\bar{f}\right)^2+\tau\left(1-\bar{f}\right)+\lambda\frac{l}{d_г}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}$, где τ см. график *а* или $\tau=\left(2{,}4-\bar{l}\right)\cdot10^{-\varphi(\bar{l})}$, $\varphi\left(\bar{l}\right)=\frac{0{,}25+0{,}535\bar{l}^8}{0{,}05+\bar{l}^7}$; λ см. диаграммы 1.7–2 – 1.7–6 

Справочник по гидравлике

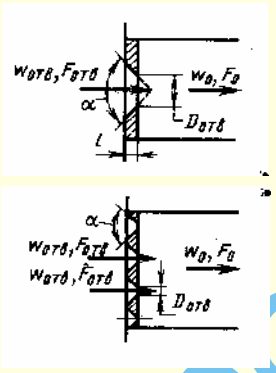
Продолжение

Вход в прямую трубу через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий $\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_г}{\nu}\geq 10^4$ **[251, 252]**	**Диаграмма 1.8.1–13**

1	2	3

$\bar{l}\equiv\frac{l}{d_г}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
τ	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42
$\bar{l}\equiv\frac{l}{d_г}$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
τ	0,24	0,16	0,07	0,02	0

Срезанные

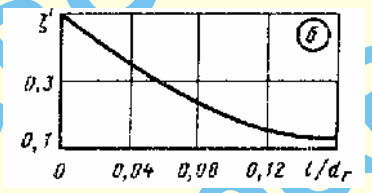


$$\zeta=\frac{\left(1+\sqrt{\zeta'}-\bar{f}\right)^2}{\bar{f}^2},$$

где при $\alpha=40\div60°$ ζ' см. график *б*

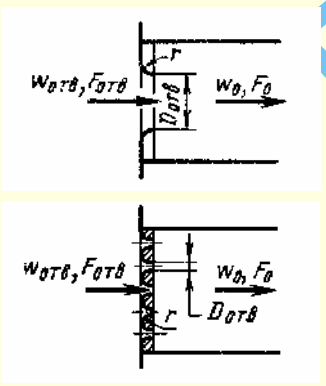
или $\zeta'=0{,}13+0{,}34\cdot10^{-(3{,}45\bar{l}+88{,}4\bar{l}^{\,2{,}3})}$;

при других α ζ' – как ζ по диаграмме 1.8.1–7



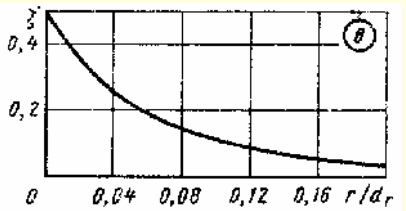
$\alpha=40\div60°$				
$\bar{l}\equiv\frac{l}{d_г}$	0,01	0,02	0,03	0,04
ζ'	0,46	0,42	0,38	0,35
$\bar{l}\equiv\frac{l}{d_г}$	0,06	0,08	0,12	0,16
ζ'	0,29	0,23	0,16	0,13

Скругленные



$$\zeta=\left(1+\sqrt{\zeta'}-\bar{f}\right)^2\frac{1}{\bar{f}^2},$$ где ζ' см. график *в*

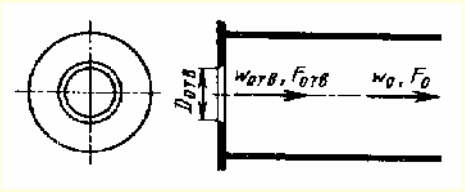
или $\zeta'=0{,}03+0{,}47\cdot10^{-7{,}7\bar{r}}$

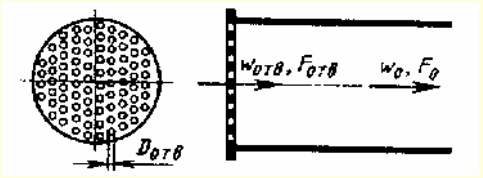


$\bar{r}\equiv\frac{r}{d_г}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
ζ'	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22
$\bar{r}\equiv\frac{r}{d_г}$	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	
ζ'	0,19	0,15	0,09	0,06	0,02	

Справочник по гидравлике

Вход в прямую трубу (канал) через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; переходная и ламинарная области течения $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_{отв}D_г}{\nu}<10^4\div10^5\right)$ **[273]**	**Диаграмма 1.8.1–14**





1) $30 < \mathrm{Re} < 10^4 \div 10^5$: $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_\varphi \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв}$;

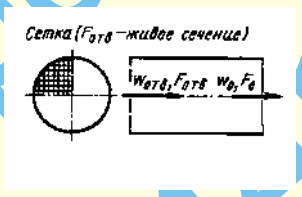
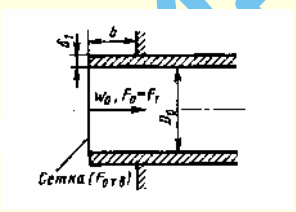
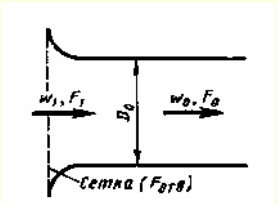
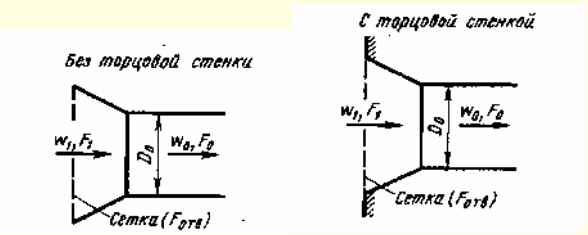
2) $10 < \mathrm{Re} < 30$: $\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}}\frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв}$;

3) $\mathrm{Re} < 10$: $\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}}\frac{1}{\bar{f}^2}$,

где $\zeta_\varphi = f_1\left(\mathrm{Re}, \frac{F_0}{F_1}\right)$ см. диаграмму 1.8.2–19 (следует иметь в виду, что $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$ соответствует $\frac{F_0}{F_1}$). $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f_2(\mathrm{Re})$ см. тот же график;

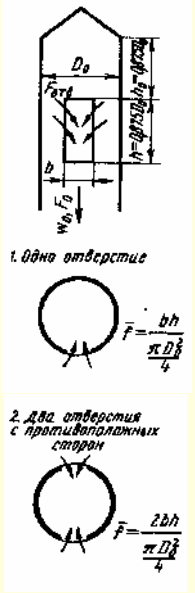
$\zeta_{кв}$ – как ζ при $\mathrm{Re} > 10^4 \div 10^5$ см. диаграммы 1.8.1–12 и 1.8.1–13

Входы в трубу с сеткой на входе	**Диаграмма 1.8.1–15**

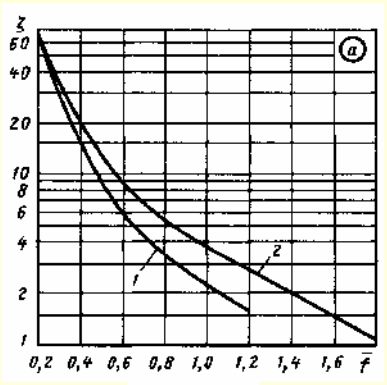
Характеристика входа	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Вход с острой входной кромкой $\left(\frac{\delta_1}{D_г}=0\right)$		$\zeta \approx 1 + \zeta_c$, где ζ_c определяют как ζ для сетки по диаграмме 1.8.6–6
Вход с утолщенной входной кромкой $\left(\frac{\delta_1}{D_г}>0\right)$		$\zeta = \zeta' + \zeta_c$, где ζ' см. кривые $\zeta = f\left(\frac{\delta_1}{D_г}, \frac{b}{D_г}\right)$ диаграммы 1.8.1–1; ζ_c см. выше
Коллектор по дуге круга		$\zeta \approx \zeta' + \frac{\zeta_c}{n_п^2}$, где ζ' см. кривые $\zeta = f\left(\frac{r}{D_г}\right)$ диаграммы 1.8.1–4; ζ_c см. выше
Конический коллектор		$\zeta \approx \zeta' + \frac{\zeta_c}{n_п^2}$, где ζ' см. кривые $\zeta = f\left(\alpha, \frac{l}{D_г}\right)$ соответственно на диаграммах 1.8.1–6 и 1.8.1–7; ζ_c см. выше

Справочник по гидравлике

Вход в прямую трубу круглого сечения через первое боковое отверстие; $\mathrm{Re}=\frac{w_{отв}b}{\nu}>10^4$ **[272]**	**Диаграмма 1.8.1–16**



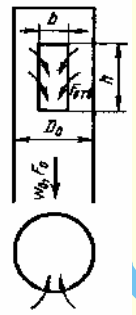
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \quad \text{см. кривые} \quad \zeta = f(\bar{f})$$

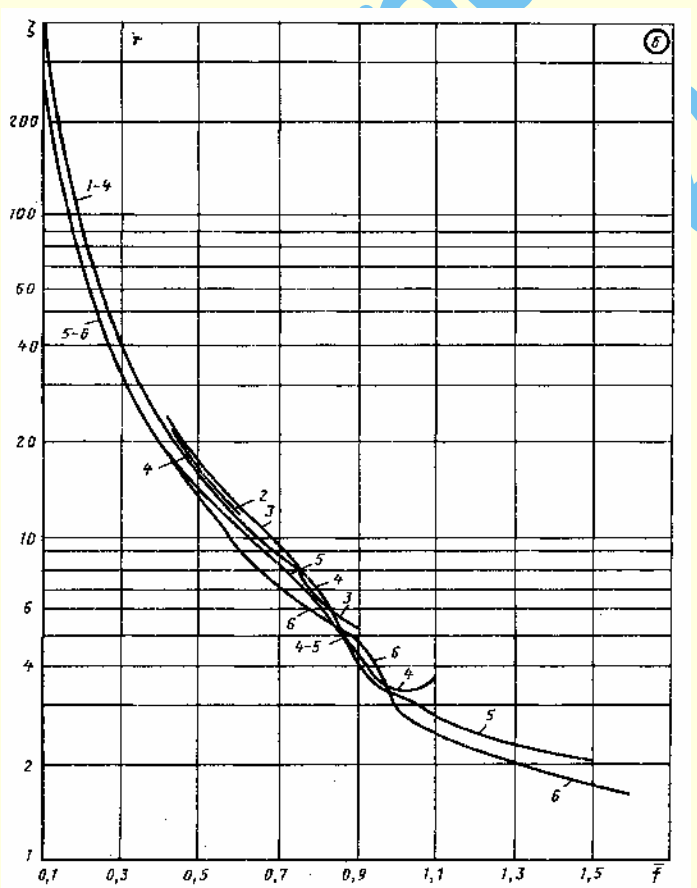


Значения ζ (график *а*)

Число отверстий	$\bar{f}$						
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Одно (кривая *1*)	64,5	30,0	14,9	9,0	6,27	4,54	3,54
Два (кривая *2*)	65,5	36,5	17,0	12,0	8,75	6,85	5,50

Число отверстий	$\bar{f}$					
	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
Одно (кривая *1*)	2,70	2,28	1,60	–	–	–
Два (кривая *2*)	4,54	3,84	2,76	2,01	1,40	1,10





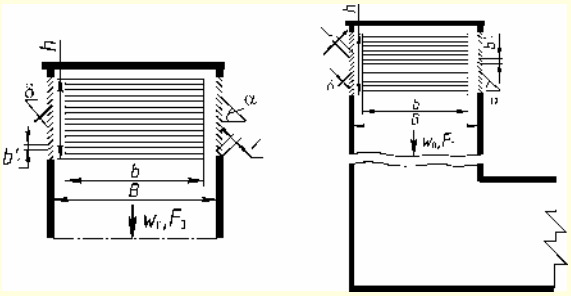
Значения ζ (график *б*)

Кривая	$\frac{b}{D_0}$	$\bar{f}$							
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
1	0,13	335	85,0	–	–	–	–	–	–
2	0,26	305	85,0	42,2	22,5	15,6	11,6	–	–
3	0,38	280	79,0	38,3	23,2	16,0	11,7	9,30	6,40
4	0,48	260	75,0	36,3	22,0	15,2	11,3	8,80	6,85
5	0,62	235	67,0	32,5	20,0	13,8	10,2	8,00	6,50
6	0,7	230	63,0	30,2	18,4	12,8	9,40	7,35	5,95

Кривая	$\frac{b}{D_0}$	$\bar{f}$							
		0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
1	0,13	–	–	–	–	–	–	–	–
2	0,26	–	–	–	–	–	–	–	–
3	0,38	5,40	–	–	–	–	–	–	–
4	0,48	4,20	3,40	3,80	–	–	–	–	–
5	0,62	4,00	3,30	2,82	2,50	2,30	2,15	2,05	–
6	0,7	4,85	2,95	2,50	2,22	2,02	1,83	1,70	1,56

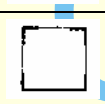
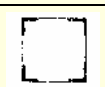
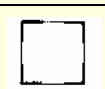
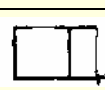
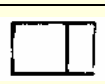
Справочник по гидравлике

Шахты (приточные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [470]	**Диаграмма 1.8.1–17**



$$\frac{h}{B}=0{,}5;\ \ \overline{f'}=\frac{nbh}{F_0}=\frac{F_\text{р}}{F_0}$$

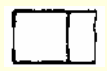
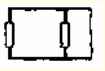
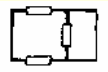
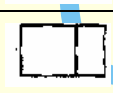
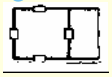
Прямые шахты

Число отверстий	Схема расположения отверстий		$\overline{f'}$	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha=30°;\ \frac{b_1'}{h}=0{,}029;\ \frac{l}{b_1'}=1{,}6;\ \frac{\delta_\text{гр}}{b_1'}=0{,}058$	$\alpha=45°;\ \frac{b_1'}{h}=0{,}024;\ \frac{l}{b_1'}=1{,}4;\ \frac{\delta_\text{гр}}{b_1'}=0{,}07$
1			0,44	1,5	12,6	17,5	–
2			0,88	1,5	3,60	5,40	–
2			0,88	1,5	4,20	6,30	–
3			1,30	1,5	1,80	3,20	–
4			1,74	1,5	1,20	2,50	3,80
4			1,16	1,0	2,00	3,60	6,00
4			0,58	0,5	8,00	13,7	21,5
1			0,44	1,5	14,0	18,6	–
1			0,44	1,5	16,0	19,0	–
1			0,44	1,5	16,7	20,0	–
2			0,88	1,5	4,50	6,50	–

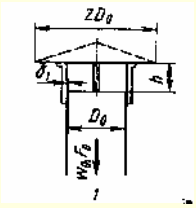
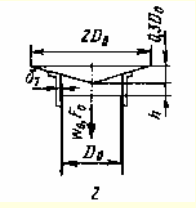
Справочник по гидравлике

Продолжение

Шахты (приточные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [475]	**Диаграмма 1.8.1–17**

Число отверстий	Схема расположения отверстий		$\overline{f'}$	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha = 30°;\ \frac{b_1'}{h} = 0{,}029;\ \frac{l}{b_1'} = 1{,}6;\ \frac{\delta_{гр}}{b_1'} = 0{,}058$	$\alpha = 45°;\ \frac{b_1'}{h} = 0{,}024;\ \frac{l}{b_1'} = 1{,}4;\ \frac{\delta_{гр}}{b_1'} = 0{,}07$
2			0,88	1,5	5,20	7,00	–
2			0,88	1,5	5,30	7,20	–
2			0,88	1,5	5,30	7,50	–
3			1,30	1,5	2,60	3,90	–
3			1,30	1,5	3,00	4,50	–
3			1,30	1,5	3,40	5,10	
4			1,74	1,5	2,70	4,00	5,60
4			1,16	1,0	3,10	4,70	6,90
4			0,58	0,5	9,00	14,4	22,0

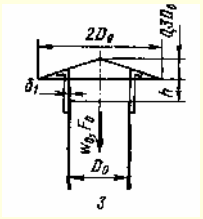
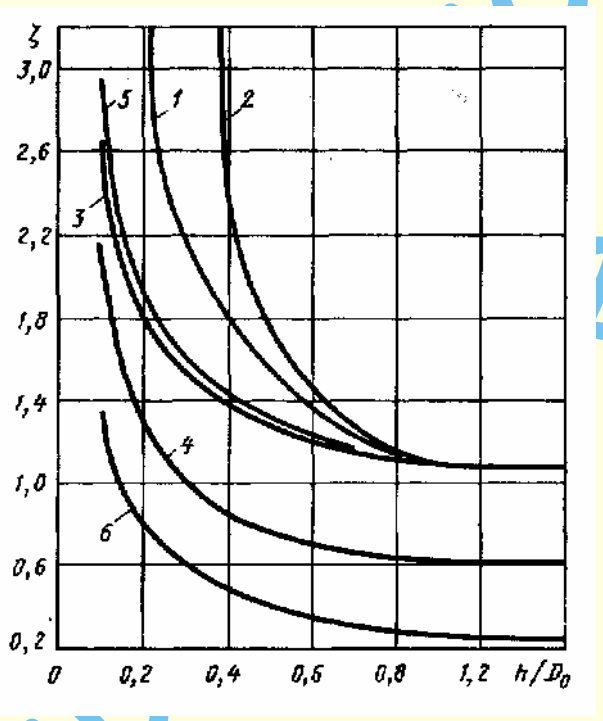
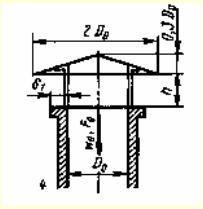
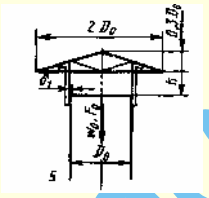
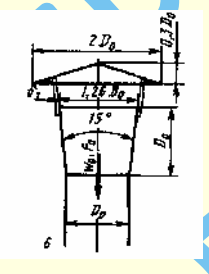
Шахты (приточные) круглого сечения; прямые; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} > 10^4$ **[674]**	**Диаграмма 1.8.1–18**

Характеристика шахты	Схема	Коэффициент сопротивления
1. С плоским экраном		
2. С рассечкой		

Справочник по гидравлике

Продолжение

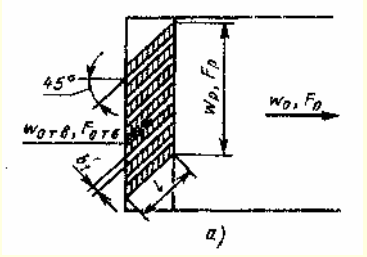
Шахты (приточные) круглого сечения; прямые; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\ge 10^4$ **[674]**	**Диаграмма 1.8.1–18**

Характеристика шахты	Схема	Коэффициент сопротивления
3. С зонтом и острой входной кромкой		$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые $\zeta=f\left(\frac{h}{D_0}\right)$ 
4. С зонтом и утолщенной входной кромкой		
5. С зонтом и с рассечкой		
6. С диффузором и с зонтом		

Значения ζ

Схема	$\frac{h}{D_0}$										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	∞
1	–	4,40	2,15	1,78	1,58	1,35	1,23	1,13	1,10	1,06	1,06
2	–	4,80	6,40	2,72	1,73	1,47	1,26	1,16	1,07	1,06	1,06
3	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,06	1,06
4	2,13	1,30	0,95	0,84	0,75	0,70	0,65	0,63	0,60	0,60	0,60
5	2,90	1,90	1,59	1,41	1,33	1,25	1,15	1,10	1,07	1,06	1,06
6	1,32	0,77	0,60	0,48	0,41	0,30	0,29	0,28	0,25	0,25	0,25

Вход в прямой канал через неподвижную жалюзийную решетку при $\bar f=\frac{F_{\text{отв}}}{F_{\text{р}}}=0{,}1\div 0{,}9$	**Диаграмма 1.8.1–19**



а)

$$\frac{l}{b_1'}\ge\left(\frac{l}{b_1'}\right)_{\text{опт}}\left[\text{где}\left(\frac{l}{b_1'}\right)_{\text{опт}}\approx 11\left(1-\bar f\right)\right];$$

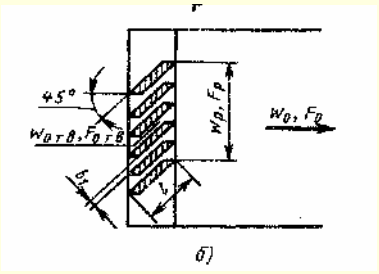
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx k\left[0{,}85+\left(1-\bar f\frac{F_{\text{р}}}{F_0}\right)^2+\zeta_{\text{тр}}\right]\times\frac{1}{\bar f^2}\left(\frac{F_0}{F_{\text{р}}}\right)^2=k\zeta'$$

а) Входные кромки перьев срезаны вертикально

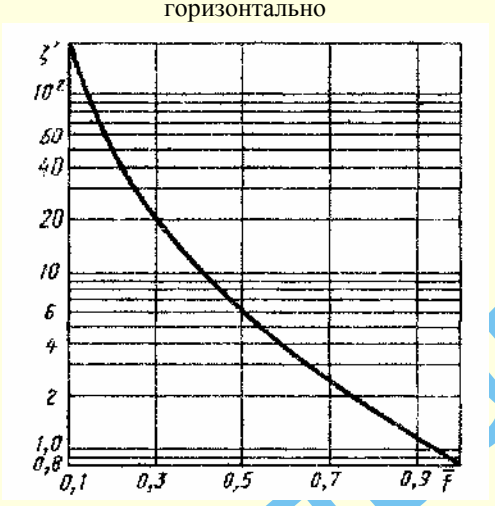
Справочник гидравлических и вентиляционных систем

Продолжение

Вход в прямой канал через неподвижную жалюзийную решетку при $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_р} = 0{,}1 \div 0{,}9$	**Диаграмма 1.8.1–19**



б) Входные кромки перьев срезаны горизонтально



$\frac{l}{b_1'} < \left(\frac{l}{b_1'}\right)_{опт}$:

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx k\zeta' + \Delta\zeta,$

где $k = 1{,}0$ для схемы *а*; $k = 0{,}6$

для схемы *б*; $\Delta\zeta \approx 0{,}5\left[11\left(1-\bar{f}\right) - \frac{l}{b_1'}\right]$;

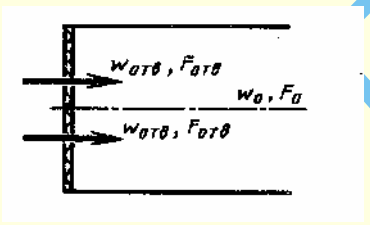
$\zeta_{тр} = \lambda \frac{l}{b_1'}$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6.

При $\frac{l}{b_1'} = \left(\frac{l}{b_1'}\right)_{опт}$, $\frac{F_{отв}}{F_р} = \frac{F_{отв}}{F_0}$ и $\lambda = 0{,}064$ (при $\mathrm{Re} = \frac{w_{отв} b_1'}{\nu} \approx 10^3$) значения ζ' см. кривую $\zeta' = f(\bar{f})$

Значения ζ'

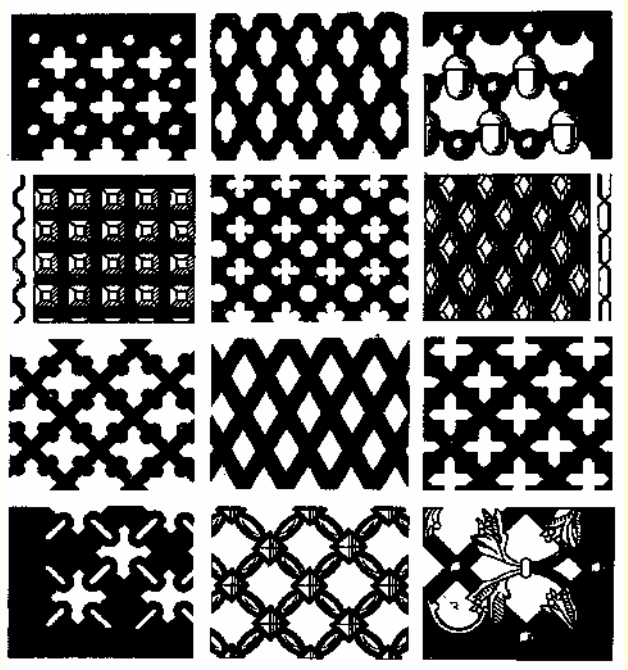
$\bar{f}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ'	235	52,5	20,5	10,5	6,00	3,60	2,35	1,56	1,18	0,85

Вход в прямой канал через штампованные или литые фигурные решетки	**Диаграмма 1.8.1–20**



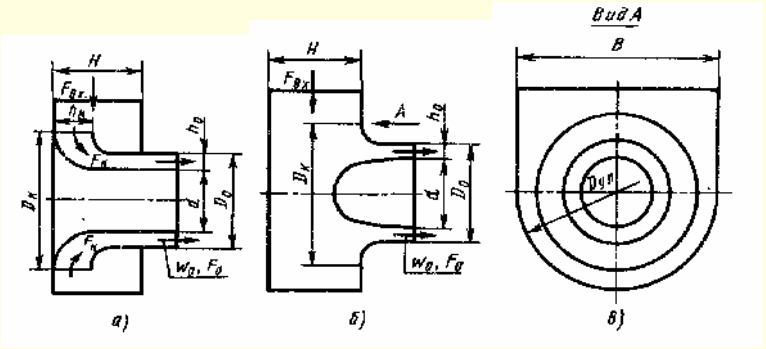
$w_{отв} = \frac{Q}{F_{отв}}$; $F_{отв}$ – живое сечение решетки;

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ приближенно см. кривую $\zeta = f(\bar{f})$ диаграммы 1.8.1–12



Справочник по гидравлике

Входные патрубки осевых стационарных турбомашин [198]	Диаграмма 1.8.1–21



Коллектор (схема *а*), образованный двумя криволинейными поверхностями при $n_п \geq 3{,}5$; $n_к \approx n_п$; $\bar{D}_{ул} \geq 1{,}3$ (оптимальные параметры)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}07$$

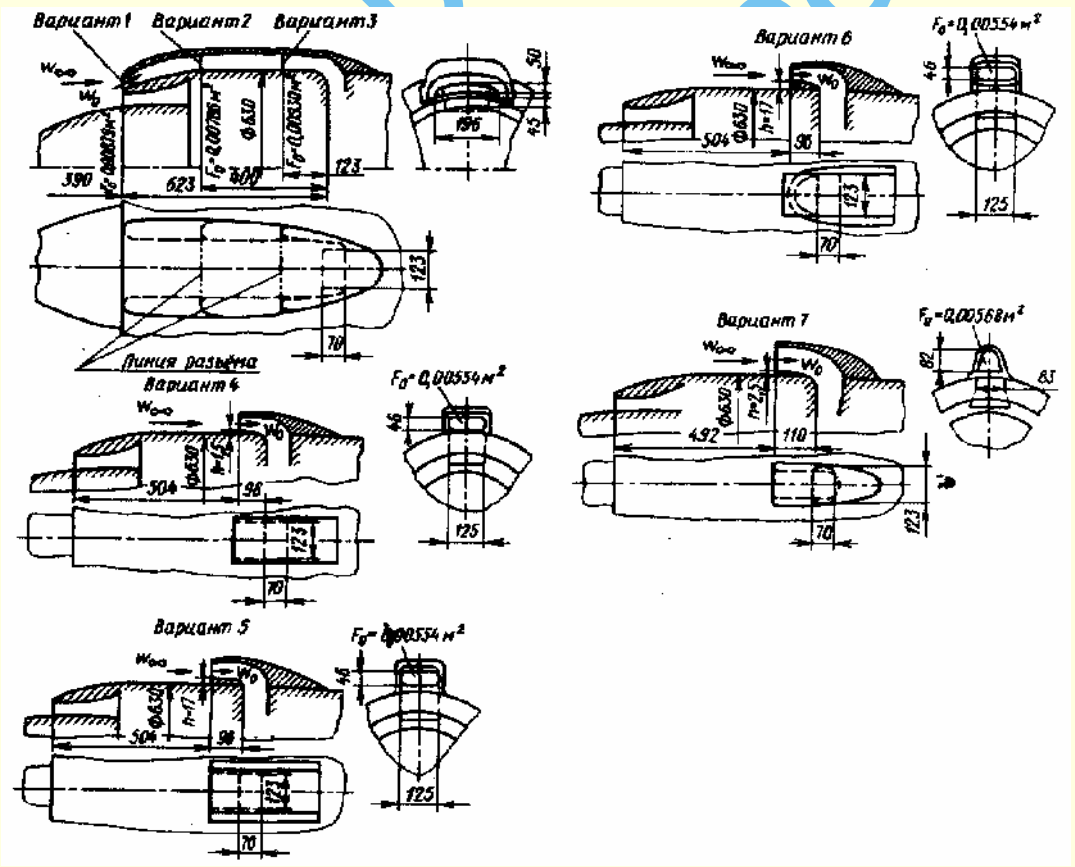
$$n_п = \frac{F_{вх}}{F_0};\ n_к = \frac{F_к}{F_0} = 2\frac{h_к D_к}{h_0 \cdot D_0 (1+\bar{d})};$$

$$\bar{d} = \frac{d}{D_0};\ \bar{D}_{ул} = \frac{D_{ул}}{D_0};\ \bar{H} = \frac{H}{D_0}$$

Коллектор (схема *б*), образованный одной криволинейной поверхностью при $n_п \geq 3{,}5$; $\bar{H} \geq 0{,}95$; $\bar{D}_{ул} \geq 1{,}15 \div 1{,}25$ (оптимальные параметры)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}08$$

Воздухоприемные устройства (всасывающие патрубки) (при скоростях значительно ниже звуковых) [247]	Диаграмма 1.8.1–22



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вх} + \zeta_{из},$$

где

$$\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p_{вх}}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{w_0}{w_\infty}\right)$$

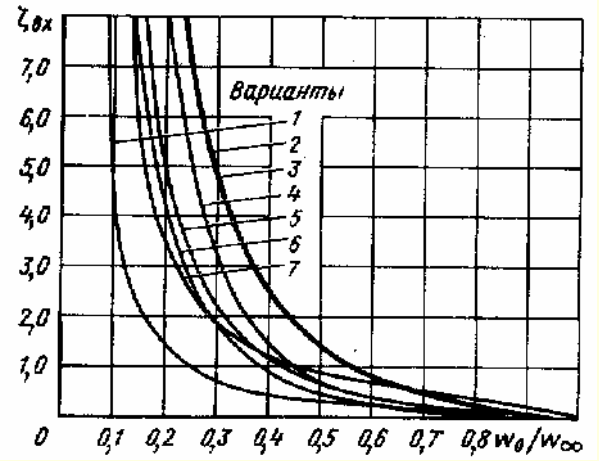
см. график (w_∞ – скорость набегающего потока);

$\zeta_{из} \equiv \frac{\Delta p_{из}}{\rho w_0^2/2}$ определяется в зависимости от формы и геометрических параметров всего участка воздухоприемного устройства по материалам справочника

Справочник по гидравлике

Продолжение

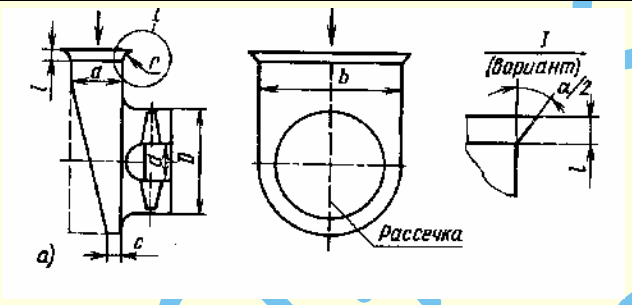
Воздухоприемные устройства (всасывающие патрубки) (при скоростях значительно ниже звуковых) [247]	**Диаграмма 1.8.1–22**

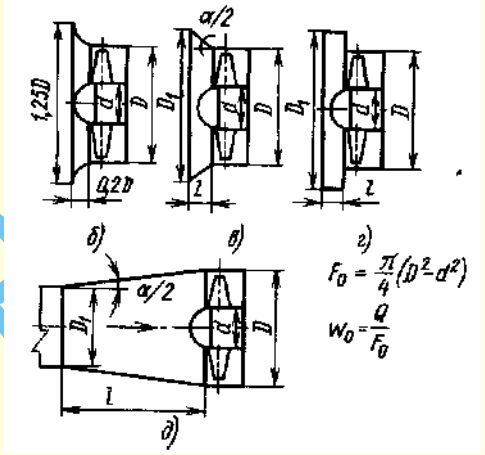


Значения $\zeta_{вх}$

Вариант	$\frac{w_0}{w_\infty}$									
	0,1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	5,0	1,5	1,0	0,7	0,4	0,35	0,25	0,15	0,03	0,03
2	–	–	6,0	5,0	2,5	1,5	0,8	0,45	0,25	0,1
3	–	–	6,0	5,0	2,5	1,5	0,8	0,45	0,25	0,1
4	–	–	5,4	3,2	1,5	0,70	0,45	0,25	0,2	0,05
5	–	5,3	3,2	2,3	1,2	0,70	0,4	0,2	0,1	0,05
6	–	4,3	2,8	1,9	0,9	0,5	0,25	0,2	0,1	0,05
7	–	3,5	2,6	1,9	1,2	0,9	0,7	0,5	0,4	0,15

Входные элементы осевых вентиляторов [86, 87, 588]	**Диаграмма 1.8.1–23**





$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

$z_л$–число лопаток колеса вентилятора;

$$F_0 = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right);\ w_0 = \frac{Q}{F_0};\ \bar{l} = \frac{l}{D};\ \bar{d} = \frac{d}{D}$$

Значения ζ элементов ($\bar{d}$ = 0,3 ÷ 0,45; $z_л$ = 3 ÷ 4)

Входной элемент	Режим работы вентилятора	
	Максимальное полное давление, p_{max}	Максимальный расход Q_{max}
Входная коробка (*а*):		
$a = 0{,}75D$; $b = 2D$; $c = 0{,}2D$; $l = 0$;	0,15	0,07
$c = a$	0,34	0,2
$c = 0{,}2D$; $\bar{l} = \frac{l}{D} = 0{,}1$	0,03	0,08
$c = 0{,}2D$; $0{,}1 < \bar{l} \le 0{,}3$; $\alpha = 40°$	0,03	0,06
Конфузор, конус (*б, в*):		
$\alpha = 60°$; $\bar{l} = 0{,}1$	0,07	0,09
$\bar{l} = 0{,}2$	0	0,02
$\bar{l} = 0{,}3$; $\alpha = 60°$	0,03	0

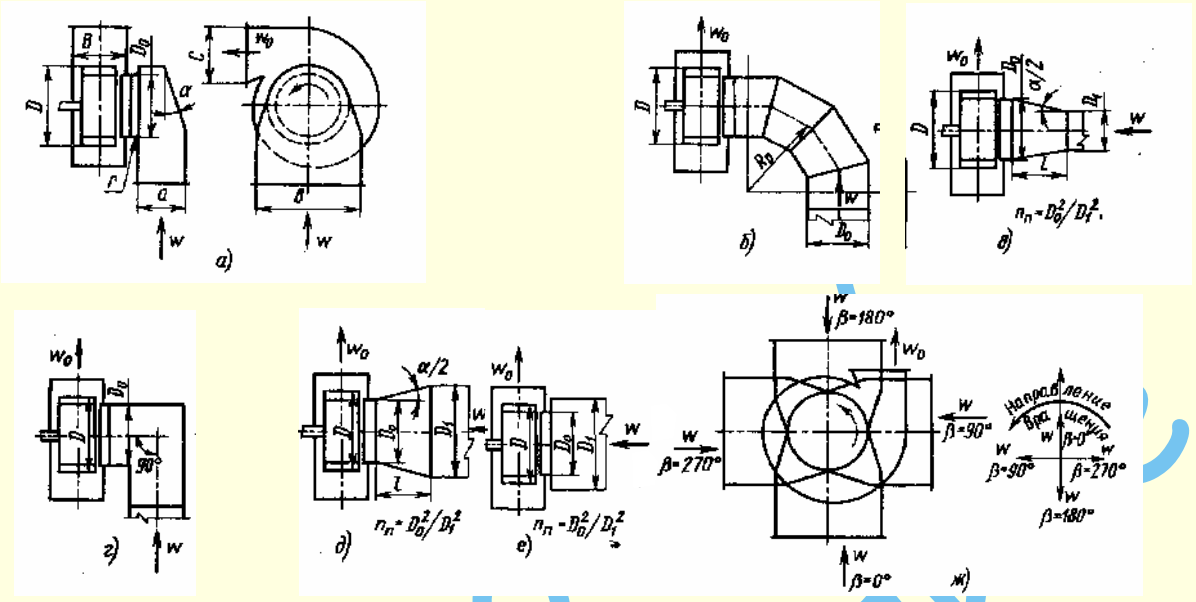
Входной элемент	Режим работы вентилятора	
	Максимальное полное давление, p_{max}	Максимальный расход Q_{max}
$\bar{l} = 0{,}1$; $\alpha = 80°$	0,07	0,06
$\bar{l} = 0{,}2$; $\alpha = 80°$	0,03	0,05
Уступ (*г*):		
$\frac{D_1}{D} = 1$; $\bar{l} = 0$	Срыв потока	0,35
$\frac{D_1}{D} = 1{,}25$; $\bar{l} = 0{,}1$	0,07	0,15
$0{,}1 < \bar{l} \le 0{,}3$	0,03	0,10
Диффузор (*д*):		
$\alpha = 8 \div 12°$; $n_п = 2$	0,12	0,15

Примечание: тип вентилятора К-121

Справочник гидравлике

Входные элементы центробежных вентиляторов [86, 87, 580, 693]	**Диаграмма 1.8.1–24**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$



$\eta^{в}$ – КПД вентилятора; $F_0' = B \cdot C$; $w_0 = \frac{Q}{F_0'}$; $F_к = ab$; $F_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$; $\bar{l} = \frac{l}{D_0}$

Значения ζ элементов (лопатки рабочего колеса загнуты назад)

Входной элемент	Угол установки элемента ($\beta_ж^*$)	Режим работы вентилятора[1]			Тип вентилятора
		$Q < Q_н$; $\eta^{в} \geq 0{,}9\eta^{в}_{max}$	Номинальный $Q = Q_н$; $\eta^{в} = \eta^{в}_{max}$	$Q < Q_н$; $\eta^{в} \geq 0{,}9\eta^{в}_{max}$	
Входная коробка (*а*):					
$\frac{F_к}{F_0} = 1{,}7$; $\frac{b}{a} = 2{,}3$; $\alpha = 12°$	0	0,3	0,3	0,3	Ц4-76
$\frac{F_к}{F_0} = 1{,}2$; $\frac{b}{a} = 2{,}3$; $\alpha = 12°$	90	0,5	0,5	0,5	
	180	0,6	0,6	0,7	
	270	0,5	0,5	0,3	
$\frac{F_к}{F_0} = 1 \div 1{,}5$; $\frac{b}{a} = 2{,}3$; $\alpha = 12°$	0 ÷ 270	0,07	0,7	0,7	
Составное колено (*б*):					
$\frac{R_0}{D_0} = 1{,}5$	0 ÷ 270	0,15	0,15	0,15	Ц4-70
Диффузор (*в*):					
$\bar{l} = 0{,}8$; $n_п = 1{,}5$	–	0,5	0,5	0,5	Ц4-76
$\bar{l} = 0{,}8$; $n_п = 2$	–	0,5	0.8	0,8	
$\bar{l} = 1{,}4$; $n_п = 1{,}5$	–	0,2	0,3	0,3	
$\bar{l} = 1{,}4$; $n_п = 2$	–	0,2	0,3	0,65	
Простое колено (*г*)	0 ÷ 270	1,0	1,0	1,0	Ц4-70
Конический конфузор (*д*):					
$\bar{l} = 1$; $n_п = 0{,}67$	–	0,7	0,3	0,2	Ц4-76
$\bar{l} = 1{,}2$; $n_п = 0{,}5$	–	0,8	0,4	0,3	
$\bar{l} = 1{,}4$; $n_п = 0{,}4$	–	0,5	0,1	0,1	

Справочник гидравлика

Продолжение

Входные элементы центробежных вентиляторов [86, 87, 580, 693]	**Диаграмма 1.8.1–24**

Значения ζ элементов (лопатки рабочего колеса загнуты вперед)

Входной элемент	Угол установки элемента $\beta_ж^*$	Режим работы вентилятора[1]			Тип вентилятора
		$Q < Q_н$; $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$	Номинальный $Q = Q_н$; $\eta^в = \eta^в_{max}$	$Q < Q_н$; $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$	
Входная коробка (*а*)					
$\frac{F_к}{F_0} = 1{,}3$; $\frac{b}{a} = 2{,}4$; $\alpha = 12°$	0	0,3	0,35	0,3	Ц9–55
	90	0,4	0,4	0,3	
	180	0,45	0,45	0,5	
	270	0,2	0,2	0,3	
$\frac{F_к}{F_0} = 1{,}1$; $\frac{b}{a} = 2{,}3$; $\alpha = 12°$	0	0,5	0,5	0,5	
$\frac{F_к}{F_0} = 1{,}2 \div 1{,}5$; $\frac{b}{a} = 2{,}3$; $\alpha = 0°$	0 ÷ 270	0,85	0,85	0,85	
Составное колено (*б*):					
$\frac{R_0}{D_0} \geq 1{,}5$	0	0,3	0,3	0,4	
	90	0,4	0,4	0,4	
	180	0,5	0,5	0,4	
	270	0,3	0,3	0,35	
Диффузор (*в*):					
$\bar{l} = 0{,}5$; $n_п = 1{,}5$	–	0	0,2	0,2	Ц14–46
$\bar{l} = 0{,}5$; $n_п = 2{,}0$	–	0,5	0,8	0,7	
$\bar{l} = 0{,}8$; $n_п = 1{,}5$	–	0,1	0,15	0,1	
$\bar{l} = 0{,}8$; $n_п = 2{,}0$	–	0,3	0,3	0,2	
$\bar{l} = 0{,}4$; $n_п = 1{,}5$	–	0,2	0,2	0,15	
$\bar{l} = 0{,}4$; $n_п = 2{,}0$	–	0,4	0,5	0,4	
Простое колено (г)	0 ÷ 270	2,0	2,0	2,0	Ц9–55
Конический конфузор (*д*):					
$\bar{l} = 1{,}5$; $n_п = 0{,}4 \div 0{,}7$	–	0	0	0	Ц14–46
Уступ (вихревой коллектор) (*е*):					
$n_п \geq 0{,}7$	–	0	0	0	

[1] Режим работы вентилятора, соответствующий максимальному значению КПД $\eta^в_{max}$, называют номинальным, с расходом $Q_н$. Рабочей областью характеристики вентилятора называют ту ее часть, для которой $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$

Справочник по гидравлике

1.8.2. Сопротивление при течении с внезапным изменением скорости и при перетекании потока через отверстия (коэффициенты сопротивления участков с внезапным расширением сечения, внезапным сужением сечения, шайб, диафрагм, проемов и др.)

1.8.2.1. Пояснения и практические рекомендации

1. При внезапном расширении поперечного сечения трубы (канала) возникают так называемые потери на «удар». Коэффициент местного сопротивления удара в случае равномерного распределения скоростей по сечению узкого канала и турбулентного течения $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4\right)$ зависит только от отношения площадей узкого и широкого сечений $\frac{F_0}{F_2}$ (степени расширения $n_п=\frac{F_2}{F_0}$) и вычисляется по формуле Борда–Карно:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2. \qquad (1.216)$$

Суммарный коэффициент сопротивления участка с внезапным расширением [1]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр}=\zeta_м+\frac{\zeta'_{тр}}{n_п^2}, \qquad (1.217)$$

где $\zeta'_{тр}\equiv\frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_2^2/2}=\frac{\lambda l_2}{D_{2г}}$ (см. рис. 1.97).

2. При внезапном расширении сечения трубы образуется струя, отделенная от остальной среды поверхностью раздела, которая распадается и свертывается в мощные вихри (рис. 1.97). Длина участка l_2, на котором происходит вихреобразование, постепенное рассасывание вихрей и полное растекание потока по сечению, составляет примерно 8 – 12 $D_{2г}$ ($D_{2г}$ – гидравлический диаметр широкого сечения). Потери на удар при внезапном расширении связаны с указанным вихреобразованием на участке l_2.

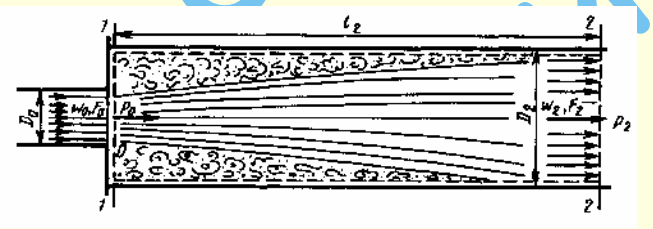


Рис. 1.97. Схема движения потока при внезапном расширении сечения трубы

3. В случае, когда внезапное расширение сечения трубы происходит только в одной плоскости (рис. 1.98), потери на «удар» уменьшаются с увеличением отношения сторон B/H (B – ширина бóльшего сечения; H – постоянная высота канала); местный коэффициент сопротивления в этом случае

$$\zeta_м = k_1\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2,$$

где $k_1 \le 1$ – поправочный коэффициент, зависящий от отношения сторон B/H.

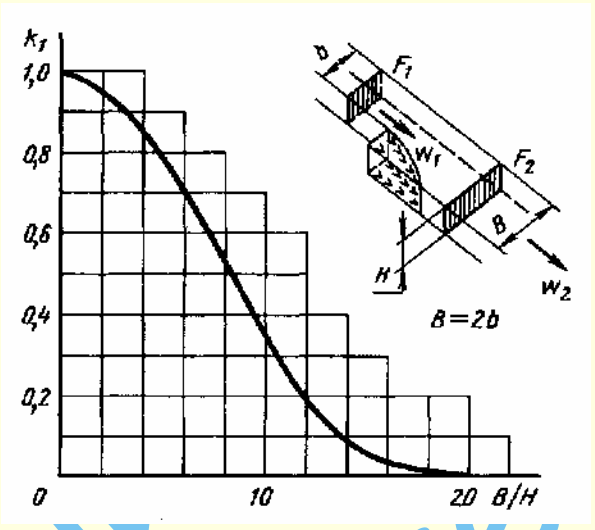


Рис. 1.98. Зависимость k_1 от B/H

4. В реальных условиях распределение скоростей на участке перед внезапным расширением, как правило, не бывает равномерным. Это обстоятельство существенно повышает потери по сравнению с вычисленными по (1.216).

Для подсчета коэффициента местного сопротивления удара в потоке с неравномерным распределением скоростей и при больших Re следует применять обобщенную формулу, учитывающую эту неравномерность, если только известен закон распределения скоростей по сечению канала [251, 268]:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_п^2}+N-\frac{2M}{n_п}. \qquad (1.218)$$

Суммарный коэффициент сопротивления вычисляют по формуле, аналогичной (1.217).

В (1.174) $M=\frac{1}{F_0}\int_{F_0}\left(\frac{w}{w_0}\right)^2 dF$ – коэффициент количества движения потока (коэффициент Буссинеска) на выходе из узкого канала в широкий; $N=\frac{1}{F_0}\int_{F_0}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 dF$ – коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса) в том же сечении.

С некоторым приближением можно принять $N \approx 3M-2$.

Это тем точнее, чем M и N ближе к единице.

Последнее выражение приводит к следующей приближенной формуле для определения коэффициента местного сопротивления:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx N\left(1-\frac{2}{3n_п}\right)+\frac{1}{n_п^2}-\frac{4}{3n_п}.$$

5. Если известен закон распределения скоростей по сечению, то коэффициенты M и N могут быть легко вычислены. Если этот закон неизвестен, то он должен быть определен экспериментально. Тогда на основании полученных кривых распределения скоростей M и N можно найти методом графического интегрирования.

[1] Добавочный коэффициент $\zeta_{тр}$ применяют в том случае, если он не был учтен при определении потерь на трение на всем участке данной сети.

Справочник гидравлике

6. В диффузоре с углами расширения до α = 8 ÷ 10° и на длинных прямых участках постоянного поперечного сечения с развившимся турбулентным профилем скоростей (см. 1.5.3) распределение скоростей по сечению близко к закону степенной функции

$$\frac{w}{w_{\max}} = \left(1 - \frac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}},$$

где w, $w_{\max}$ – соответственно скорость в данной точке и максимальная скорость по сечению, м/с; R_0 – радиус сечения, м; y – расстояние от оси трубы до данной точки, м; m – показатель степени, который может меняться в пределах от 1 до ∞.

7. При m = 1 профиль скоростей получает форму треугольника (рис. 1.99). При m = ∞ профиль скоростей получает

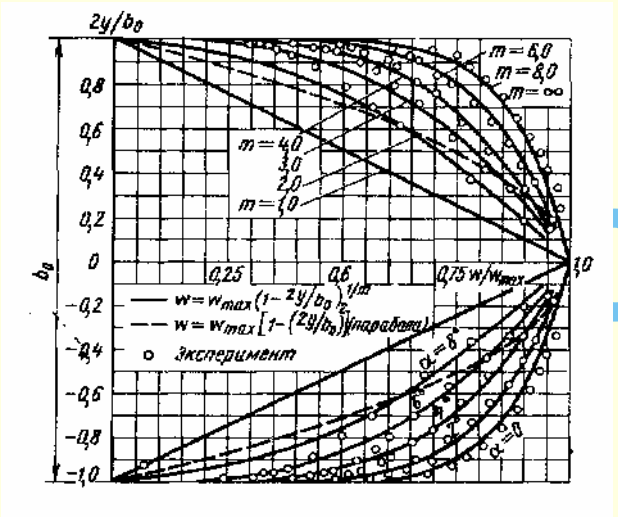


Рис. 1.99. Схемы распределения скоростей в плоских диффузорах с углами расширения α до 8° и сравнения со степенным законом

форму прямоугольника, т. е. распределение скоростей по сечению совершенно равномерное. Практически профиль скоростей, близкий к прямоугольному, получается уже при m = 8÷10. Такое значение m может быть принято для длинных прямых участков при турбулентном течении. Значения m = 2 ÷ 6 для длинных диффузоров $\left(n_1 = \frac{F_1}{F_0} > 2\right)$ принимают:

при α = 2° $m \approx 6$; при α = 6° $m \approx 3$;

при α = 4° $m \approx 4$; при α = 8° $m \approx 2$.

8. Значения M и N, входящие в (1.174), при степенном законе распределения скоростей могут быть вычислены по следующим формулам [251, 252]:

для труб круглого и квадратного сечений

$$M = \frac{(2m+1)^2 (m+1)}{4m^2 (m+2)};$$

$$N = \frac{(2m+1)^3 (m+1)^3}{4m^4 (2m+3)(m+3)};$$

для плоской трубы или плоского диффузора (практически с отношением сторон прямоугольного сечения $\frac{a_0}{b_0} = 0{,}3 \div 3{,}0$)

$$M = \frac{(m+1)^2}{m(m+2)};$$

$$N = \frac{(m+1)^3}{m^2 (m+3)}.$$

9. На длинных прямых участках труб и каналов (практически на расстоянии более $10D_г$ от входа) при ламинарном течении устанавливается параболический профиль скоростей $\frac{w}{w_{\max}} = 1 - \left(\frac{y}{R_0}\right)^2$. При этом для трубы круглого или квадратного сечения M = 1,33 и N = 2, а для плоской трубы M = 1,2 и N = 1,55.

10. В трубах и каналах непосредственно за решетками, в коленах за направляющими лопатками и в других подобных случаях устанавливается профиль скоростей, близкий к тригонометрической функции (рис. 1.100), которую для плоского канала вычисляют по формуле [251, 268]:

$$\frac{w}{w_0} = 1 + \frac{\Delta w}{w_0} \sin 2k_1 \pi \frac{2y}{b_0},$$

где b_0 – ширина плоского канала, м; Δw – максимальное отклонение скорости (по модулю) в данном сечении канала от средней по этому сечению скорости w_0, м/с; k_1 – целое число.

В этом случае

$$M = 1 + \frac{1}{2}\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2; \quad N = 1 + \frac{3}{2}\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2.$$

11. За такими участками как диффузор с углами расширения, при которых происходит отрыв потока (α ≥ 14°), колена, отводы и т. п., устанавливается несимметричное поле скоростей (рис. 1.101). В частности, в плоских диффузорах с углом расширения α = 15 ÷ 20° и в прямых коленах (δ = 90°) распределение скоростей описывается формулой [251, 268]

$$\frac{w}{w_0} = 0{,}585 + 1{,}64 \sin\left(0{,}2 + 1{,}95 \frac{2y}{b_0}\right).$$

При этом M = 1,87 и N = 3,7.

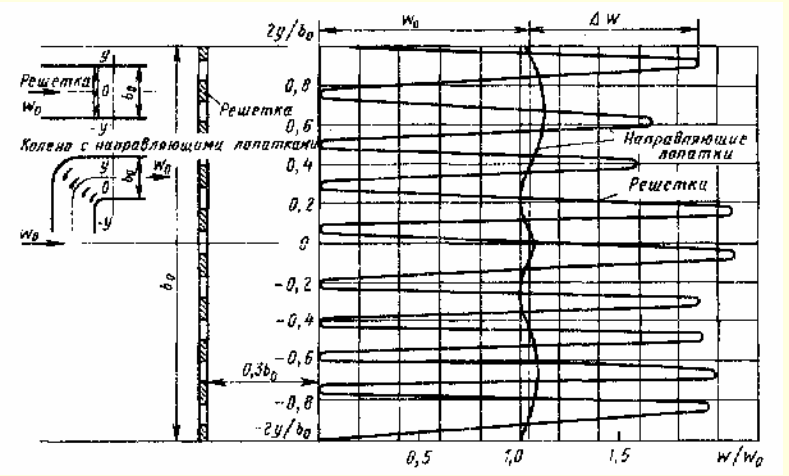


Рис. 1.100. Схема распределения скоростей по тригонометрической функции (за решетками и направляющими лопатками) [268]

Справочник по гидравлике

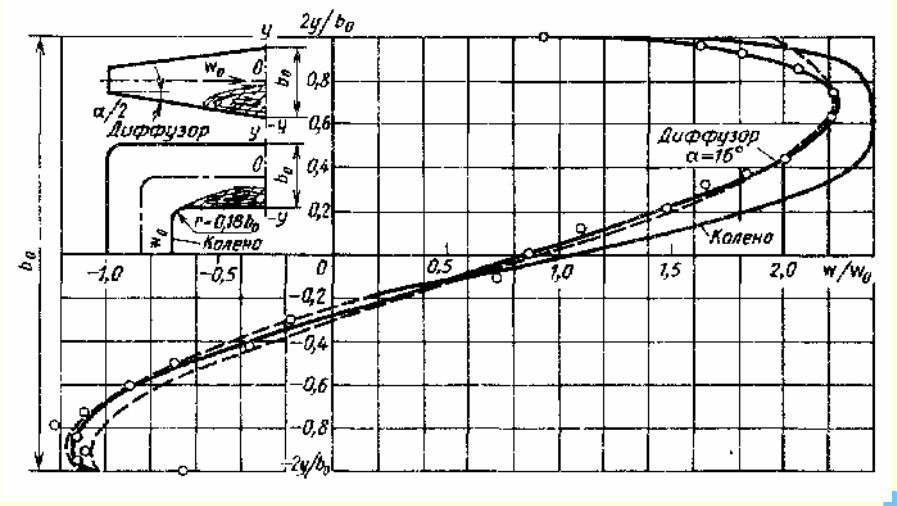


Рис. 1.101. Схема несимметричного распределения скоростей (за коленом и в диффузоре с углом расширения, при котором происходит отрыв струи) [268]

12. При образовании в трубе (канале) с постоянным поперечным сечением неравномерного поля скоростей дальнейшее выравнивание потока также сопровождается невосполнимыми потерями давления (потери на деформацию потока), которые вычисляют по формуле, вытекающей из (1.217) и (1.218):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 + N - 2M + \zeta_{\text{тр}}, \qquad (1.219)$$

или соответственно

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \frac{1}{3}(N-1) + \zeta_{\text{тр}},$$

где M и N определяются в соответствии с полученным характером неравномерности.

Эти потери учитываются только в том случае, если они не принимались во внимание при определении местного сопротивления фасонной части или препятствия, которыми и было вызвано неравномерное распределение скоростей в прямом участке.

13. Коэффициенты M и N для входного сечения смесительной камеры эжектора при входе в нее «основного»[1] участка свободной струи (рис. 1.102) вычисляются по формулам [251, 268]: $M = \frac{1}{\bar{q}^2}\cdot\frac{F_2}{F_0}$; $N = \frac{1}{\bar{q}^3}\cdot\left(\frac{F_2}{F_0}\right)^2 \bar{e}$,

где $\frac{F_2}{F_0}$ – отношение площади данного сечения свободной струи (смесительной камеры) к площади начального сечения струи (подводящего сопла); $\bar{q} = \frac{Q}{Q_0}$ – безразмерный расход через данное сечение, т. е. отношение расхода среды, протекающей через трубу (смесительную камеру), к начальному расходу струи (на выходе из подводящего сопла); $\bar{e} = \frac{E}{E_0}$ – безразмерный запас кинетической энергии струи в данном сечении, т. е. отношение запаса энергии струи на входе в трубу (смесительную камеру) к начальной энергии струи.

Величины $\frac{F_2}{F_0}$, $\frac{F_{\text{стр}}}{F_0}$, $\bar{q}$ и $\bar{e}$ зависят от относительной длины свободной струи $\frac{s}{D_{\text{г}}}$ и определяются по диаграммам 1.8.9–24 и 1.8.9–25.

14. Сопротивление участка с внезапным расширением можно существенно снизить путем установки в нем дефлекторов (рис. 1.103*а*). При правильной установке дефлекторов[2] потери снижаются на 35 ÷ 40%, так что коэффициент местного сопротивления такого участка

$$\zeta_{\text{м}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0,6\zeta'_{\text{м}},$$

где $\zeta'_{\text{м}}$ – коэффициент сопротивления участка с внезапным расширением без дефлекторов, определяемый как ζ по данным, приведенным на диаграмме 1.8.2–1.

15. Существенное уменьшение сопротивления участка с внезапным расширением достигается при устройстве за узким сечением «карманов» (рис. 1.103*б*), способствующих образованию в них стационарного вихревого кольца (у труб круглого сечения) или двух стационарных вихрей (у плоского канала), которые являются своеобразными «насосами» [971].

16. Потери давления на участке с внезапным расширением могут быть значительно уменьшены путем дробления вихрей в этом участке с помощью поперечных перегородок (рис. 1.104) [442]. Верхние кромки этих перегородок должны находиться на уровне верхней границы вихревой зоны и не выступать в активный поток. Поперечные ребра, очевидно, уменьшают интенсивность обратного тока в канале, а также заменяют неустойчивые вихри на стационарные [442].

17. Если скорость газового потока в сечении *в–в* (рис. 1.105) близка к скорости звука и на участке струи между сечениями *с–с* и *n–n* остается дозвуковой, то [105] с достаточной точностью потери на «удар» можно определять по приведенным выше формулам для несжимаемой жидкости [при относительной (приведенной) скорости $\lambda_b = \frac{w}{a_{\text{кр}}} \le 0,75$ погрешность практически равна нулю, при $\lambda_b = 1$ погрешность составляет 8 %].

18. В общем случае ступенчатый канал, в котором происходит течение, может иметь на входе сверхзвуковое сопло, и тогда геометрическая форма канала будет характеризоваться размерами трех сечений: площадью критического сечения $F_{\text{кр}}$, площадью сечения сопла на выходе F_b, площадью сечения цилиндрического канала $F_{\text{п}}$. В частном случае $F_{\text{кр}} = F_b$ сверхзвуковое сопло отсутствует.

19. Если в каком-либо сечении струи на участке *с–n* скорость струи больше скорости звука, то в этом случае следует учитывать потери в скачках уплотнения. Таким образом,

[1] Определение «основного» участка свободной струи – см. 1.8.9.

[2] Основные данные, которыми следует руководствоваться при установке таких дефлекторов, приведены в 1.8.3.1 (п. 65).

Справочник по гидравлике

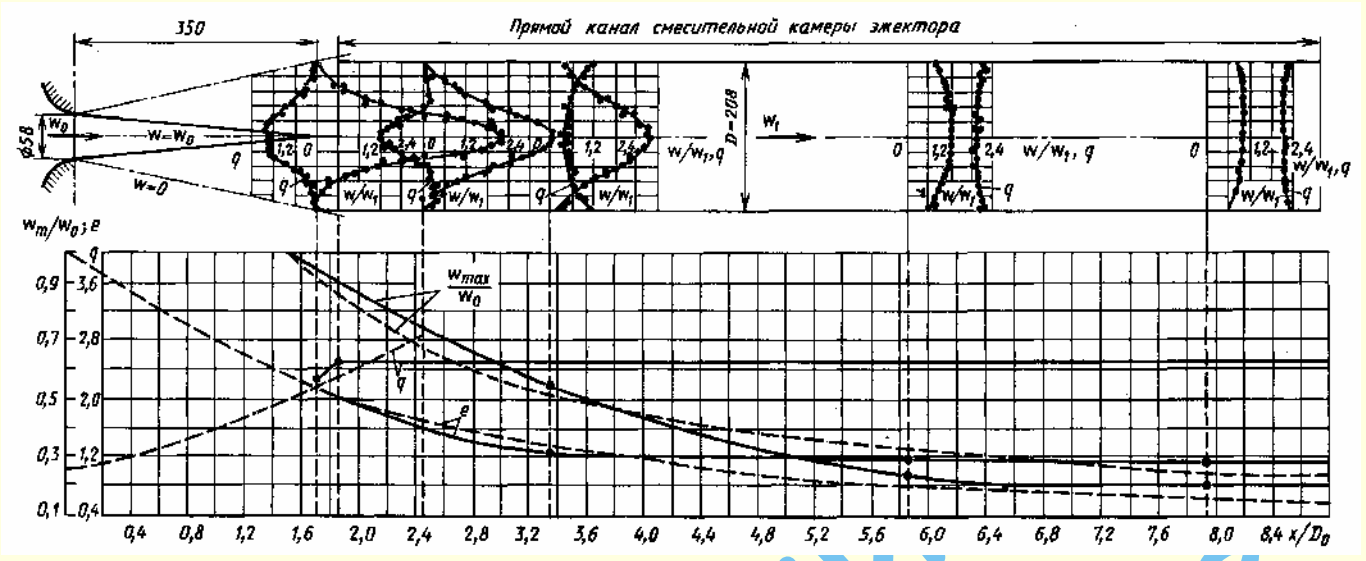


Рис. 1.102. Схемы распределения скоростей на основном участке свободной струи и после входа ее в смесительную камеру эжектора: штриховые линии – теоретические кривые для свободной струи; сплошные линии – экспериментальные кривые для струи в канале [269]; $\zeta \equiv \dfrac{p - p_a}{\rho w_1^2 / 2}$

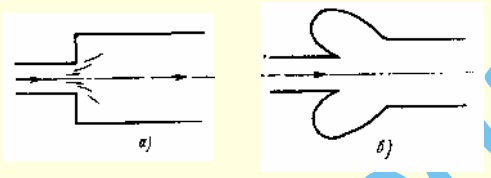


Рис. 1.103. Схемы участков с внезапным расширением сечения

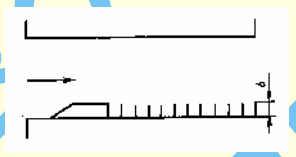


Рис. 1.104. Схемы участка с внезапным расширением сечения и с поперечными перегородками

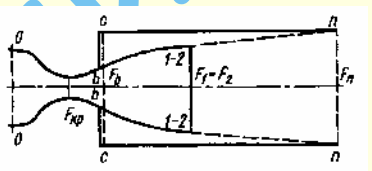


Рис. 1.105. Схема ступенчатого диффузора (внезапное расширение сечения)

потери полного давления являются суммой потерь в прямом скачке уплотнения и потерь на «удар» (по Борда–Карно), возникающих при расширении дозвуковой струи от сечения *2 – 2* до сечения *n–n* [105].

20. Относительные потери полного давления в ступенчатом канале можно определять как

$$\frac{\Delta p_n}{p^*} = 1 - \sigma,$$

где σ – отношение полных давлений в сечениях *n – n* и *0 – 0:*

$$\sigma = \frac{p_n^*}{p_0^*} \approx \frac{p_n}{p_0^*} + \frac{\rho_n w_n^2}{2 p_0^*}$$

или после соответствующих преобразований

$$\sigma = \frac{p_n}{p_0^*} + \frac{k}{2}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \left(\frac{F_{кр}}{F_n}\right)^2 \frac{1}{\lambda_1^2}\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (1.220)$$

где $\lambda_1 = \dfrac{w_1}{a_{кр}}$ – относительная скорость в сечении *1 – 1*; она определяется из соотношения

$$\frac{p_n}{p_0^*} = \left(\lambda_1^2 - \frac{k-1}{k+1}\right)\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}} +$$

$$+ \frac{km}{\lambda_1}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \left[1 - \frac{m}{\lambda_1}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{1-k}} \times \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2\right)\right]^{\frac{1}{1-k}}, \quad (1.221)$$

где $m = \dfrac{F_{кр}}{F_n}$.

Для воздуха ($k = 1{,}41$)

$$\sigma = \frac{p_n}{p_0^*} + 0{,}2344 \frac{m^2}{\lambda_1^2\left(1 - \frac{1}{6}\lambda_1^2\right)^{2{,}5}}$$

и (1.221) принимает вид

$$\frac{p_n}{p_0^*} = \left(\lambda_1^2 - \frac{1}{6}\right)\left(1 - \frac{\lambda_1^2}{6}\right)^{2{,}5} + 0{,}7396\frac{m}{\lambda_1} \times$$

$$\times \left[1 - \frac{m}{1{,}5774\left(1 - \frac{1}{6}\lambda_1^2\right)^{2{,}5}\lambda_1}\right].$$

Справочник гидравлика

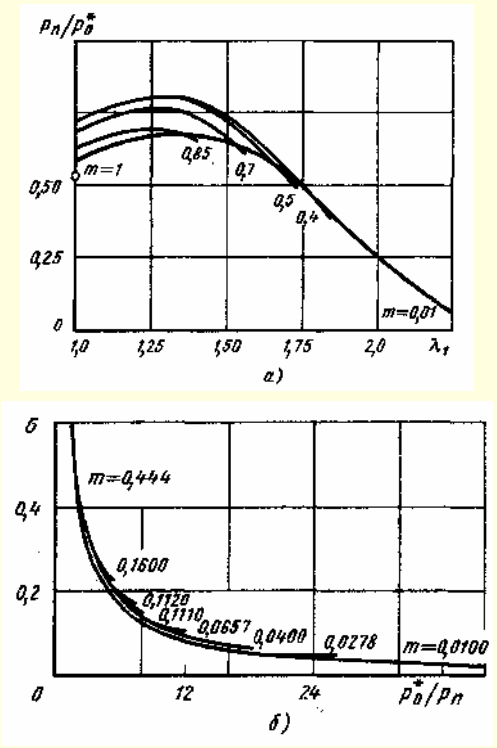


Рис. 1.106. Зависимости отношений давлений $\frac{p_n}{p_0^*}$ от λ_1 (*а*) и коэффициента восстановления давления σ от $\frac{p_0^*}{p_n}$ (*б*) [105]

21. Зависимость $\frac{p_n}{p_0^*}$ от λ_1 и m при $k = 1{,}41$ представлена на рис. 1.106*а*, зависимость $\sigma = f\left(\frac{p_0^*}{p_n}, m\right)$ – на рис. 1.106*б*. (при малых значениях λ_1 для заданных значений $\frac{p_n}{p_0^*}$ и m получаются два значения λ_1. Однако вследствие слабой зависимости σ от λ_1 при малых λ_1 выбор λ_1 практически не отражается на величине σ [105]).

Представленные формулы применимы для значений $1 \le \lambda_1 \le \lambda_{lim}$, где λ_{lim} соответствует полному расширению сверхзвуковой струи до $F_1 = F_n$.

22. При внезапном сужении сечения схема потока в основном аналогична той, которая наблюдается при внезапном расширении, когда возникают потери на удар. Только в данном случае эти потери проявляются главным образом при расширении струи, сжатой после входа из широкого канала в узкий (сечение $c - c$, рис. 1.107), до полного сечения узкого канала (сечение *0 – 0*).

23. Коэффициент местного сопротивления внезапному сужению при больших числах Рейнольдса ($Re > 10^4$) может быть определен приближенно по расчетной формуле [251, 252]:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}5\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)$$

или более точно по формуле, полученной И. Е. Идельчиком на основе обработки результатов опытов различных исследователей:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}5\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}};$$

при этом суммарный коэффициент сопротивления

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_м + \zeta'_{тр},$$

где $\zeta'_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2/2} = \lambda \frac{l_0}{D_{0г}}$ (l_0 – длина прямого участка после сужения).

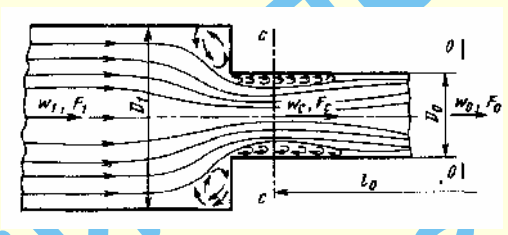


Рис. 1.107. Схема движения потока при внезапном сужении сечения

24. Сопротивление сужающегося участка можно значительно уменьшить при осуществлении перехода от широкого сечения к узкому плавно с помощью коллектора с криволинейными или прямолинейными образующими (см. диаграмму 1.8.2–9). Коэффициент местного сопротивления такого сужающегося участка при $Re > 10^4$ автор рекомендует определять по формуле

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p_м}{\rho w_0^2/2} = \zeta'\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}\ ^{1},$$

где ζ' – коэффициент, зависящий от формы входной кромки узкого канала, заделанного заподлицо со стенкой (см. диаграммы 1.8.1–1, 1.8.1–4 и 1.8.1–7).

25. В общем случае перетекания потока через отверстие в стенке из одного объема в другой имеют место явления, иллюстрируемые рис. 1.108. Поток перетекает из канала *1*, расположенного перед перегородкой *A* с отверстием диаметром D_0 в канал *2*, расположенный за перегородкой. Размеры поперечных сечений обоих каналов могут быть большими или равными размеру сечения проходного отверстия. Прохождение потока через отверстие сопровождается искривлением траекторий движения частиц, вследствие чего они по инерции продолжают свое движение к оси отверстия. Это вызывает уменьшение первоначальной площади сечения струи F_1 до площади F_c (сечения $c - c$), меньшей площади сечения отверстия F_0. От сечения $c - c$ траектории движущихся частиц выпрямляются, и в дальнейшем наблюдается внезапное расширение струи.

26. Коэффициент сопротивления перетеканию потока через отверстие в стенке с острыми краями $\frac{l}{D_г} = 0$ (рис. 1.108*а*) в общем случае вычисляется для автомодельной (квадратич-

[1] Рекомендуемая в [17] формула (7.25) дает близкое совпадение с опытом при больших значениях $\frac{F_0}{F_1}$ и значительное расхождение (до 20%) при малых отношениях $\frac{F_0}{F_1}$.

Справочно по гидравлике

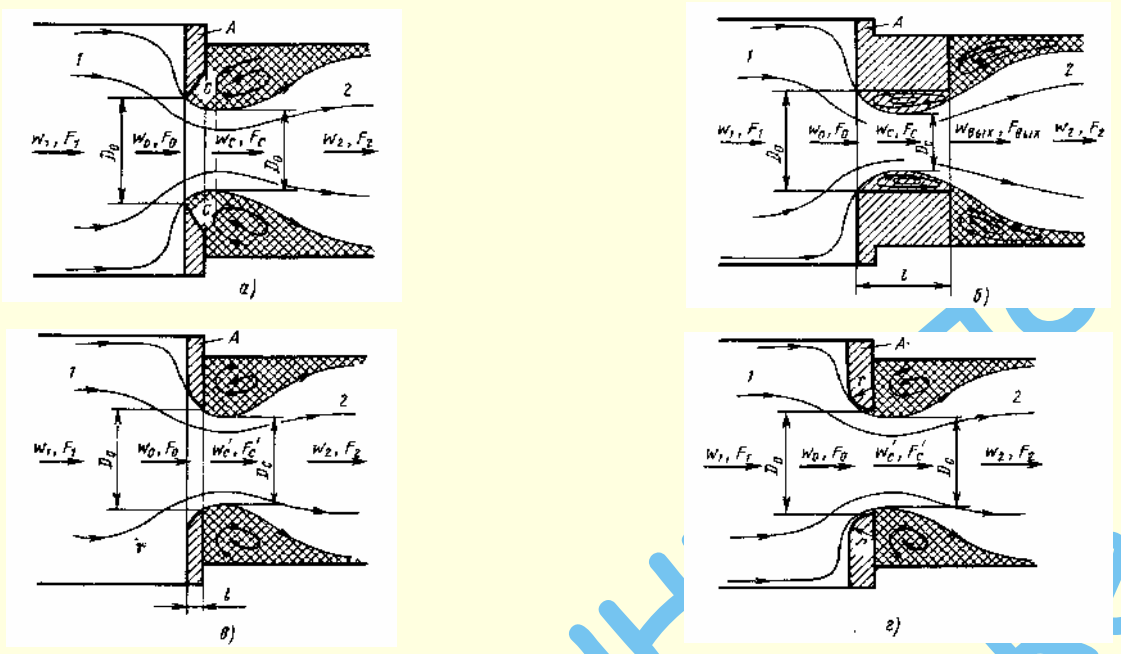


Рис. 1.108. Схемы движения потока через отверстие в стенке из одного объема в другой:
а – отверстие в стенке с тонкими краями $\left(\frac{l}{D_г}\approx 0\right)$; *б* – отверстие в стенке с утолщенными краями $\left(\frac{l}{D_г}>0\right)$;
в – отверстие в стенке с краями, срезанными по движению потока; *г* – закругленные по потоку края отверстия

ной) области течения $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geq 10^5\right)$ по уточненной формуле И. Е. Идельчика:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\left[1+0,707\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{3/4}}-\frac{F_0}{F_2}\right]^2=$$

$$=\left[0,707\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}+\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)\right]^2. \qquad (1.222)$$

27. Утолщение (рис. 1.108*б*), срез по потоку (рис. 1.108*в*) или закругление (рис. 1.108*г*) краев отверстия снижает эффект сжатия струи в отверстии (увеличивает коэффициент заполнения ε), т. е. уменьшает скорость струи в ее самом узком сечении ($F_c' > F_c$ и $w_c' < w_c$). Так как эта скорость в основном определяет потери на удар, наблюдаемые после выхода из отверстия, то уменьшается общее сопротивление проходу через него.

28. Коэффициент сопротивления перетеканию потока через отверстия в стенке с любой формой и любой толщиной краев в рассматриваемом (п. 25) общем случае вычисляется при больших числах Рейнольдса (практически при $\mathrm{Re}\geq 10^5$) по обобщенной и уточненной формуле:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}+\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+$$

$$+\tau\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)+\zeta_{тр}=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75}+$$

$$+\tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)+\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+\zeta_{тр}, \qquad (1.223)$$

где ζ' – коэффициент смягчения входа в отверстие, зависящий от формы его входной кромки и определяемый как ζ по диаграммам 1.8.1–1 – 1.8.1–4 и 1.8.1–7; τ – коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки, формы входной кромки отверстия и условия протекания потока через отверстие (определяется при утолщенных краях отверстия по формулам, аналогичным (1.211), (1.212), или по кривой $\tau=f\left(\frac{l}{D_г}\right)$ на диаграмме 1.8.2–12, а при срезанных или закругленных по потоку краях отверстия – приближенно по формуле $\tau\approx 2\sqrt{\zeta'}$, где ζ' определяется по формулам, аналогичным (1.214) и (1.215), или по диаграмме 1.8.1–13); $\zeta_{тр}=\lambda\frac{l}{D_г}$ – коэффициент сопротивления трения на всей глубине отверстия, определяемый по диаграммам второго раздела.

При срезанных или закругленных по потоку краях отверстия принимается

$$\zeta_{тр}=0.$$

29. Общий случай перетекания потока через отверстие в стенке распадается на ряд частных случаев:

а) $F_1 = F_0$ – внезапное расширение сечения (см. рис. 1.97); при этом (1.223) имеет вид (1.216);

б) $F_2 = F_0$ – внезапное сужение сечения (см. рис. 1.107); при этом (1.223) приводится к виду (1.208) при $m=\frac{3}{4}$;

в) $F_1 = \infty$ – вход с внезапным расширением (вход через шайбу или решетку, помещенную в месте обреза трубы);

Справочник гидравлика

при этом (1.223) имеет вид (если ζ приведен к скорости w_2 за отверстием) [1]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \right.$$

$$\left. +\tau\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)+\zeta_{тр}\right]\left(\frac{F_2}{F_0}\right)^2; \qquad (1.224)$$

г) $F_2 = \infty$ – истечение из отверстия в неограниченное пространство (выход потока через шайбу или решетку в конце трубы, см. диаграмму 1.8.9–22); при этом (1.223) имеет вид (если ζ приведен к скорости w_1 перед отверстием) [2]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[1+\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}} + \right.$$

$$\left. +\tau\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}}+\zeta_{тр}\right]\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \qquad (1.225)$$

д) $F_1 = F_2$ – диафрагма (шайба, решетка, см. диаграммы 1.8.2–14 – 1.8.2–17); в этом случае (1.223) имеет вид (если ζ приведен к скорости w_1 перед отверстием):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}} + \right.$$

$$\left. +\tau\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)+\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \right.$$

$$\left. +\zeta_{тр}\right]\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 = \left[\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{1,375} + \right.$$

$$\left. +\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \qquad (1.226)$$

е) $F_1 = F_2 = \infty$ – проем в стенке неограниченной площади (перетекание через отверстие из одного большого объема в другой большой объем, см. диаграмму 1.8.2–18); при этом (1.223) имеет вид:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta' + \tau + 1 + \zeta_{тр}. \qquad (1.227)$$

30. Коэффициент сопротивления диафрагмы при различных формах краев отверстия и $Re \geq 10^5$ получает следующие выражения:

а) при острых краях отверстий $\zeta' = 0{,}5$, $\tau = 1{,}41$ и $\zeta_{тр} = 0$, а (1.223) приводится к формуле вида

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[0{,}707\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}} + \right.$$

$$\left. +1-\frac{F_0}{F_1}\right]^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2; \qquad (1.228)$$

б) при утолщенных краях отверстий $\zeta' = 0{,}5$; отсюда

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}} + \right.$$

$$\left. +\tau\sqrt{\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)+\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\times$$

$$\times\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 = \left[0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75} + \tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{1,375} + \right.$$

$$\left. +\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2+\zeta_{тр}\right]\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2, \qquad (1.229)$$

где $\tau = \left(2{,}4-\bar{l}\right)\cdot 10^{\frac{-\varphi}{\bar{l}}}$; (1.230)

$$\varphi\left(\bar{l}\right) = \frac{0{,}25+0{,}535\bar{l}^{\,8}}{0{,}05+\bar{l}^{\,7}} \quad \left(\bar{l} = \frac{l}{D_г}\right); \qquad (1.231)$$

в) при срезанных или закругленных по потоку краях отверстий $\tau \approx 2\sqrt{\zeta'}$ и $\zeta_{тр} = 0$; тогда

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[1+\sqrt{\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}} - \right.$$

$$\left. -\frac{F_0}{F_1}\right]^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 = \left[1-\frac{F_0}{F_1}+\sqrt{\zeta'}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\right]^2+\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2. \qquad (1.232)$$

Для срезанных по потоку краев отверстий при $\alpha = 40 \div 60°$

$$\zeta' = 0{,}13+0{,}34\cdot\exp^{\left(-7{,}94\bar{l}-203{,}55\bar{l}^{\,2{,}3}\right)} \qquad (1.233)$$

или см. диаграмму 1.8.2–13; при других α ζ' принимается как ζ по диаграмме 1.8.1–7.

Для закругленных по потоку краев отверстий ζ' определяют так же, как ζ для кругового коллектора с торцовой стенкой, т. е.

$$\zeta' = 0{,}13+0{,}47\cdot\exp^{(-17{,}73\bar{r})} \quad \left(\bar{r} = \frac{r}{D_г}\right) \qquad (1.234)$$

или по графику диаграммы 1.8.2–13.

[1] Индекс 0 соответствует индексу отв, а индекс 2 – индексу 0 в параграфе 1.8.1.

[2] Индекс 0 соответствует индексу отв, а индекс 1 – индексу 0 в параграфе 1.8.9.

Справочник по гидравлике

31. Коэффициент сопротивления проема в стенке неограниченной площади при различных формах краев отверстия и $\mathrm{Re} \geq 10^5$ получает следующие выражения:

а) при острых краях отверстия $\zeta' = 0{,}5$, $\tau = 1{,}41$ и $\zeta_{тр} = 0$, так что на основании (1.227)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx 2{,}9;$$

по опытам [252]

$$\zeta = 2{,}7 \div 2{,}8;$$

б) при утолщенных краях отверстия $\zeta' = 0{,}5$, а (1.223) принимает вид

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 1{,}5 + \tau + \zeta_{тр} = \zeta_0 + \zeta_{тр}, \qquad (1.235)$$

где $\zeta_0 = 1{,}5 + \tau$ получен автором экспериментально и представлен в виде зависимости $\zeta_0 = f\left(\frac{l}{D_г}\right)$ на диаграмме 1.8.2–18. Согласно (1.230)

$$\zeta_0 = 1{,}5 + \left(2{,}4 - \bar{l}\right) \cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}, \qquad (1.236)$$

где $\varphi(\bar{l})$ – по (1.231);

в) при срезанных или закругленных по потоку краях отверстия принимается $\zeta_{тр} = 0$ и $\tau \approx 2\sqrt{\zeta'}$; тогда

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left(1 + \sqrt{\zeta'}\right)^2, \qquad (1.237)$$

где ζ' определяют, как указано в п. 30, *в*.

32. Коэффициент сопротивления внезапному изменению сечения потока зависит (рис. 1.109) не только от геометрических параметров данного участка, но и от режима течения (числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu}$) [395]. В рассматриваемом случае, как и для случая трения, можно выделить три характерные области течения:

а) ламинарного режима, в котором зависимость ζ от Re (в логарифмических координатах) прямолинейна;

б) переходного режима, в котором нарушается линейная зависимость в логарифмических координатах

$$\zeta = f(\mathrm{Re});$$

в) автомодельного турбулентного режима (область квадратичного закона сопротивления), в котором практически отсутствует влияние числа Рейнольдса на коэффициент сопротивления.

Предельные числа Re, после которых нарушается ламинарность течения, а также предельные значения Re, при которых заканчивается переходный режим, зависят от геометрии данного участка.

33. В общем виде для всех областей течения коэффициент сопротивления при внезапном изменении сечения может быть выражен по формуле:

$$\zeta \equiv \frac{A}{\mathrm{Re}} + \zeta_{кв}, \qquad (1.238)$$

где A – коэффициент, зависящий от геометрии рассматриваемого участка сопротивления.

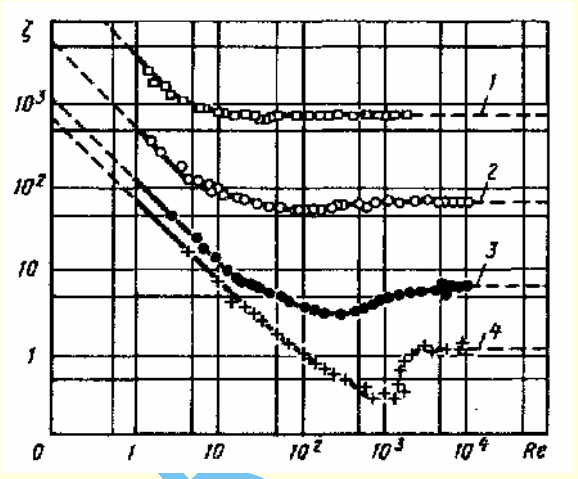


Рис. 1.109. Зависимость коэффициента сопротивления диафрагм от числа Рейнольдса Re для различных значений $\frac{F_0}{F_1}$ [395]: *1* – 0,05; *2* – 0,16; *3* – 0,43; *4* – 0,64

34. При внезапном расширении сечения коэффициент сопротивления в переходной области ($10 < \mathrm{Re} < 10^4$) может быть определен по опытным кривым $\zeta = f\left(\mathrm{Re}, \frac{F_0}{F_1}\right)$, полученным А. Д. Альтшулем [17], В. Н. Каревым [310] и Р. Е. Везиряном [97] (см. диаграмму 1.8.2–1).

Для ламинарной области ($\mathrm{Re} < 10$) коэффициент сопротивления

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} \approx \frac{30}{\mathrm{Re}}. \qquad (1.239)$$

35. Для случая внезапного сужения сечения коэффициент сопротивления в переходной области ($10 < \mathrm{Re} < 10^4$) можно определить (см. [311]) по кривым $\zeta = f(\mathrm{Re}, \frac{F_0}{F_1})$ диаграммы 1.8.2–10, а в ламинарной области ($\mathrm{Re} < 6 \div 7$) – по (1.239).

36. Для случаев перетекания потока через отверстия в стенке (общий случай перетекания см. рис. 1.108, диафрагма, проем) коэффициент сопротивления в переходной и ламинарной областях можно найти:

а) в пределах $30 < \mathrm{Re} < 10^4 \div 10^{5*1}$ – по выражению автора [273]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) + \frac{0{,}342}{\varepsilon_{0\mathrm{Re}}^2} \times$$

$$\times \left[1 + 0{,}707\sqrt{\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}} - \frac{F_0}{F_2}\right]^2 = \zeta_\varphi + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \zeta_{кв}, \qquad (1.240)$$

где φ – коэффициент скорости истечения из отверстия с острыми краями, зависящий от числа Рейнольдса и отношения площадей $\frac{F_0}{F_1}$; $\varepsilon_{0\mathrm{Re}} = \frac{F_{сж}}{F_0}$ – коэффициент заполнения сечения

*1 Для отверстий с острыми краями верхний предел Re берут равным 10^5, а для отверстий с краями других форм – порядка 10^4.

Справочник гидравлике

отверстия с острыми краями при $\frac{F_0}{F_1}=0$ ($F_1=\infty$), зависящий от числа Рейнольдса; $\zeta_\varphi=\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)$ определяют по кривым $\zeta_\varphi=f_1\left(\mathrm{Re},\frac{F_0}{F_1}\right)$ диаграммы 1.8.2–19; $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=\frac{0{,}342}{\varepsilon^2_{0\mathrm{Re}}}$ находят по кривой $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f\left(\mathrm{Re}\right)$ на том же графике диаграммы 1.8.2–19; $\zeta_{кв}$ – коэффициент сопротивления данного типа диафрагмы для автомодельной (квадратичной) области, определяемый как ζ по (1.222 – 1.237), где $\zeta=\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$;

б) в пределах 10 < Re < 30 – по предлагаемой И. Е. Идельчиком приближенной формуле

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{A}{\mathrm{Re}}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв},\qquad(1.241)$$

а при Re < 10

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{A}{\mathrm{Re}},\qquad(1.242)$$

где A = 33 [17].

37. Если коэффициент сопротивления приведен к скорости w_1 в сечении F_1 перед отверстием (а не w_0 в самом отверстии), то вместо (1.240 – 1.242) принимают

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\left(\zeta_\varphi+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$$

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\left(\frac{33}{\mathrm{Re}}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$$

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\frac{33}{\mathrm{Re}}\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2.$$

38. При малых коэффициентах живого сечения $\frac{F_0}{F_1}$ диафрагмы поток через отверстия приобретает большие скорости (большие числа Маха) даже при сравнительно небольшой скорости в трубопроводе перед диафрагмой. При этом

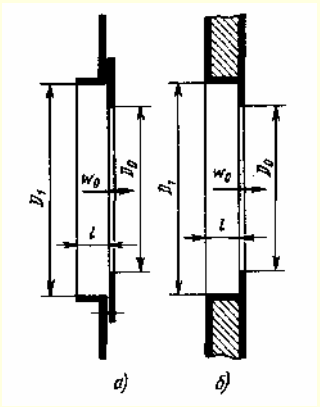


Рис. 1.110. Схемы входа в отверстие:
а – через кольцевое ребро; *б* – через уступ

начинает сказываться влияние сжимаемости, резко повышающее коэффициент сопротивления диафрагмы.

В этом случае

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2}=k_м\zeta,$$

где ζ – коэффициент сопротивления диафрагмы при малых числах M_1, определяемый, как указано в пп. 25 – 31; $k_м$ – коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости потока в сжатом сечении струи при протекании через отверстие (см. диаграмму 1.8.2–20); $M_1=\frac{w_1}{a_1}$ – число Маха в сечении перед диафрагмой.

39. Сопротивление отверстия можно резко уменьшить путем использования кольцевого ребра при входе в прямой канал или уступа при входе в отверстие (рис. 1.110). Так, например, по данным В. И. Ханжонкова [667], при установке кольцевого ребра (с $\frac{D_1}{D_0}\approx 1{,}22$ и $\frac{l}{D_0}\approx 0{,}25$) коэффициент сопротивления отверстия в стенке неограниченной площади уменьшается до ζ = 1,15 вместо ζ ≈ 2,7÷2,8, получаемого при отсутствии ребра.

40. При перетекании потока через плавный коллектор, вделанный в стенку неограниченной площади (см. диаграмму 1.8.2–21), сопротивление складывается из сопротивления входа в коллектор, сопротивления трения на прямом участке и сопротивления выхода, т. е. коэффициент сопротивления такого участка

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'+\zeta_{тр},$$

где ζ′ – коэффициент, учитывающий потери входа и выхода, определяемый по кривым $\zeta=f\left(\frac{l}{D_г},\frac{r}{D_г}\right)$ на диаграмме 1.8.2–21; $\zeta_{тр}=\lambda\frac{l}{D_г}$ – коэффициент сопротивления трения на прямом участке коллектора.

41. В случае истечения через отверстие в стенке при наличии проходящего потока[1] (см. диаграмму 1.8.2–22) коэффициент сопротивления как при входе (отсосе), так и выходе (притоке) является, как показано в [667], функцией отношения скоростей $\frac{w_\infty}{w_0}$.

42. При отсутствии проходящего потока (w_∞ = 0) жидкость (газ) подтекает к отверстию со всех сторон, а истечение происходит симметрично и с наименьшим поджатием струи.

При наличии проходящего потока жидкость (газ) подтекает к отверстию с одной стороны, а истечение происходит под углом при более поджатой струе за отверстием. Поджатие струи обусловливает повышение в ней динамического давления, которое для данной сети теряется на выходе.

43. При незначительных скоростях проходящего потока ($w_\infty \ll w_0$) указанное повышение динамического давления меньше, чем увеличение разности давлений перед отверсти-

[1] Проходящий поток движется независимо от истечения через отверстие под влиянием собственного возбудителя, например под влиянием ветра, встречного потока и т. п.

Справочник по гидравлике

ем и за ним (под действием которого происходит истечение струи), вызванное эффектом наддува, создаваемого динамическим давлением набегающего потока. Такой наддув способствует истечению через отверстие, что равносильно уменьшению коэффициента сопротивления ζ.

При больших скоростях w_∞ увеличение динамического давления струи из-за большего поджатия ее за отверстием становится значительнее эффекта наддува; в результате коэффициент ζ возрастает.

44. В случае притока увеличение скорости проходящего потока в пределах $\frac{w_\infty}{w_0} = 1 \div 2$ также уменьшает ζ. Объясняется это тем, что в результате обтекания набегающим потоком притекающей через отверстие струи на ее наветренной стороне возникает область повышенного давления, а на подветренной стороне – значительная по размерам вихревая зона, в которой создается разрежение. При малой скорости w_∞ размеры вихревой зоны велики, и действительная разность давлений, под влиянием которой происходит истечение потока из отверстия, больше разности давлений, полученной при $w_\infty = 0$.

При более значительных скоростях проходящего потока последний оказывает сильное дросселирующее воздействие на струю, истекающую из отверстия, прижимая ее к стенке (при $w_\infty > w_0$). Вследствие этого размеры вихревой зоны уменьшаются, а коэффициент ζ увеличивается.

45. Коэффициенты сопротивления ζ как при отсосе, так и притоке остаются практически одинаковыми для квадратных и круглых отверстий, а также для отверстий с закругленными углами. Вместе с тем эти коэффициенты значительно зависят от расположения отверстий вытянутых (прямоугольных) форм. Наибольшие значения ζ получаются при расположении отверстий бóльшими сторонами поперек потока.

46. В случае отсоса увеличение коэффициента ζ при расположении продолговатых отверстий бóльшей стороной поперек потока объясняется тем, что преобладающая часть потока поступает в эти отверстия из пристенной области. Поэтому входящий в отверстие поток имеет малый запас кинетической энергии, и дополнительный эффект наддува оказывается небольшим.

При расположении продолговатых отверстий бóльшей стороной вдоль потока часть периметра, обращенная к потоку, мала, и преобладающая часть потока поступает в отверстие из верхних слоев, имеющих большую скорость. Это усиливает эффект наддува и соответственно уменьшает коэффициент сопротивления.

47. В случае притока увеличение ζ для продолговатых отверстий при расположении их бóльшей стороной поперек потока объясняется тем, что дросселирующее действие, оказываемое проходящим потоком на струю, выходящую из отверстия, проявляется сильнее, чем при расположении отверстий бóльшей стороной вдоль потока, так как в первом случае лобовая поверхность струи больше, чем во втором.

48. На величины ζ как при отсосе, так и притоке значительно влияет установка у краев отверстий козырьков (см. диаграмму 1.8.2–22). При этом наклонный козырек повышает, а прямой – понижает коэффициент сопротивления. В первом случае козырек оказывает поджимающее действие на поток, проходящий через отверстие, а следовательно, увеличивается динамическое давление, теряемое после выхода из отверстия. Во втором случае козырек ослабляет эффект поджатия потока, что соответственно уменьшает потери динамического давления на выходе из отверстия.

49. При перетекании жидкости (газа) через проемы в стене, снабженные различными створками, сопротивление больше, чем при отсутствии створок, так как они усложняют траекторию потока. При этом коэффициент сопротивления становится функцией угла открытия створок α и относительной длины створок $\frac{l_{\text{ств}}}{b_{\text{ств}}}$.

50. К участкам с внезапным расширением можно отнести и открытую рабочую часть аэродинамических труб (см. диаграмму 1.8.2–25).

Основным источником потерь в открытой рабочей части аэродинамической трубы является эжекционное рассеяние энергии. Вторым источником потерь является отсекание диффузором трубы от свободной струи «присоединенных масс» окружающей среды.

Кинетическая энергия отсекаемой части струи оказывается для труб потерянной и составляет поэтому часть сопротивления открытой рабочей части.

Коэффициент суммарного сопротивления открытой рабочей части вычисляют по формулам Г. Н. Абрамовича [4].

Для круглого (или прямоугольного) сечения

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0{,}1\frac{l_{\text{р.ч}}}{D_{\text{г}}} - 0{,}008\left(\frac{l_{\text{р.ч}}}{D_{\text{г}}}\right)^2,$$

где $D_{\text{г}} = \frac{4F_0}{\Pi_0}$ – гидравлический диаметр выходного сечения сопла трубы, м. Для эллиптического сечения

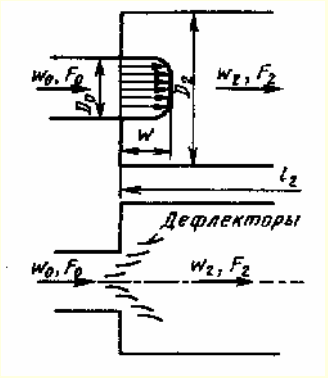
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0{,}145\frac{l_{\text{р.ч}}}{D_{\text{г}}} - 0{,}0017\frac{l_{\text{р.ч}}}{a_0 b_0},$$

где $D_{\text{г}} \approx \frac{4a_0 b_0}{1{,}5(a_0 + b_0) - \sqrt{a_0 b_0}}$; $l_{\text{р.ч}}$ – длина открытой рабочей части трубы, м; a_0, b_0 – полуоси эллипса, м.

Справочник по гидравлике

1.8.2.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Расширение (внезапное) потока с равномерным распределением скоростей [251, 268, 310]	Диаграмма 1.8.2–1



$$D_г = \frac{4F_0}{П_0}$$

П – периметр;

$$n_п = \frac{F_2}{F_0}$$

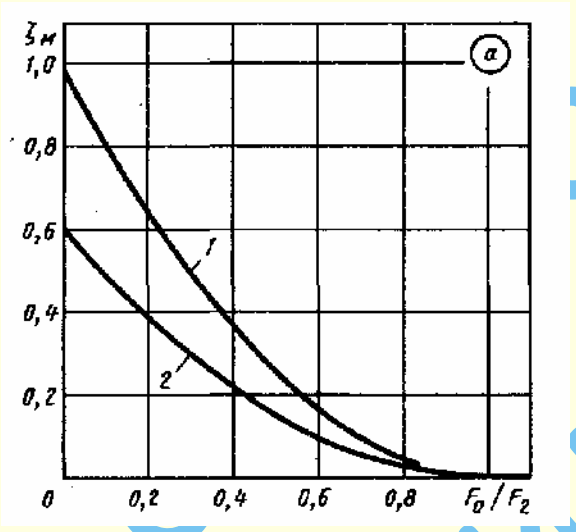
1. При $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 3{,}3 \cdot 10^3$:

а) без дефлекторов $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2} = \zeta_м + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}$,

где $\zeta = f\left(\frac{F_0}{F_2}\right)$ см. график *а*, $\zeta_{тр} = \frac{\lambda l_2}{D_{2г}}$; λ см. 1.7.1;

б) с дефлекторами $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}6\left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}$.

Относительные потери при внезапном расширении при сверхзвуковых скоростях см. 1.8.2.1.пп. 20–21.



Значения ζ

$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_п}$									
0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Без дефлекторов (кривая *1*)									
1,00	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0
С дефлекторами (кривая *2*)									
0,60	0,49	0,39	0,30	0,21	0,15	0,10	0,05	0,02	0

2. При $500 \leq \mathrm{Re} < 3{,}3 \cdot 10^3$ $\zeta_м$ см. график *б* или по формуле

$$\zeta_м = -8{,}44556 - 26{,}163\left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 - 5{,}38086\left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^4 + \lg \mathrm{Re}\left[6{,}007 + 18{,}5372\left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \right.$$

$$\left. + 3{,}9978\left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^4\right] + (\lg \mathrm{Re})^2\left[-1{,}02318 - 3{,}0916\left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2 - 0{,}680943\left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^4\right]$$

Значения ζ

$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_п}$	Re												
	10	15	20	30	40	50	10^2	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	10^3	$2 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	$\geq 3{,}3 \cdot 10^3$
0,1	3,10	3,20	3,00	2,40	2,15	1,95	1,70	1,65	1,70	2,00	1,60	1,00	0,81
0,2	3,10	3,20	2,80	2,20	1,85	1,65	1,40	1,30	1,30	1,60	1,25	0,70	0,64
0,3	3,10	3,10	2,60	2,00	1,60	1,40	1,20	1,10	1,10	1,30	0,95	0,60	0,50
0,4	3,10	3,00	2,40	1,80	1,50	1,30	1,10	1,00	0,85	1,05	0,80	0,40	0,36
0,5	3,10	2,80	2,30	1,65	1,35	1,15	0,90	0,75	0,65	0,90	0,65	0,30	0,25
0,6	3,10	2,70	2,15	1,55	1,25	1,05	0,80	0,60	0,40	0,60	0,50	0,20	0,16

Справочник по гидравлике

Продолжение

Расширение (внезапное) потока с равномерным распределением скоростей [251, 268, 310]	**Диаграмма 1.8.2–1**

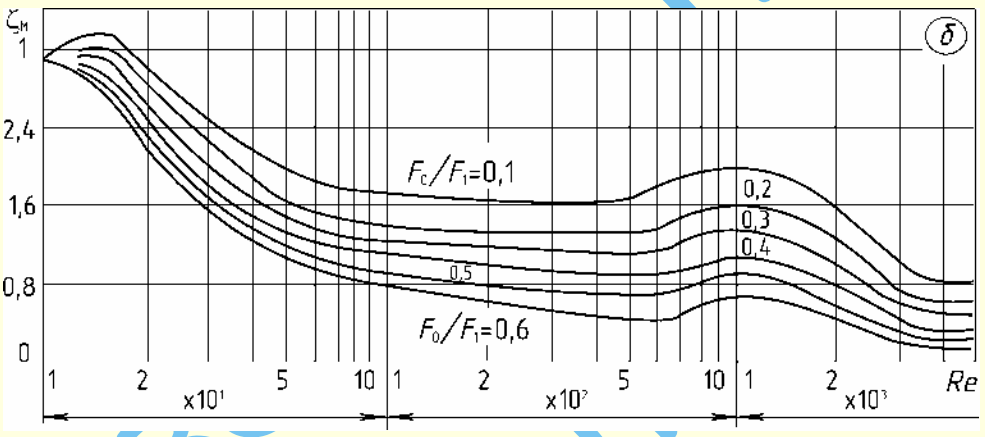
3. При $10 \le \mathrm{Re} \le 500$ $\zeta_м$ см. график *б* или по формуле

$$\zeta_м = 3,62536 + 10,744\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 - 4,41041\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^4 + \frac{1}{\lg \mathrm{Re}}\left[-18,13 - 56,77855\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 33,40344\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^4\right] + \frac{1}{(\lg \mathrm{Re})^2}\times$$

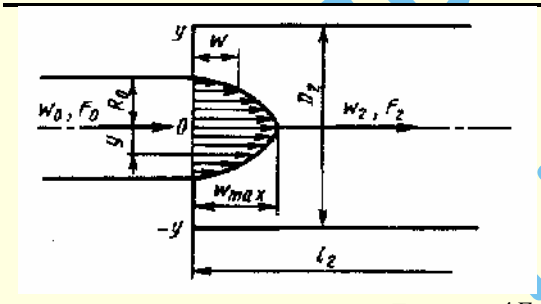
$$\times\left[30,8558 + 99,9542\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 - 62,78\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^4\right] + \frac{1}{(\lg \mathrm{Re})^3}\times\left[-13,217 - 53,9555\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + 33,8053\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^4\right].$$

4. При $\mathrm{Re} < 10$

$$\zeta_м \approx \frac{30}{\mathrm{Re}}$$



Расширение (внезапное) за длинным прямым участком, диффузором и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; круглое или прямоугольное сечение; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 3,5\cdot 10^3$ [251, 268]	**Диаграмма 1.8.2–2**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_п^2} + N - \frac{2M}{n_п} + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2} = \zeta_м + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $M = \dfrac{(2m+1)^2(m+1)}{4m^2(m+2)}$; $N = \dfrac{(2m+1)^3(m+1)^3}{4m^4(2m+3)(m+3)}$ } – см. график *б*

$D_г = \dfrac{4F_0}{\Pi_0}$;

П – периметр; $n_п = \dfrac{F_2}{F_0}$; $D_{2г} = \dfrac{4F_2}{\Pi_2}$;

$\zeta_м = f\left(m, \dfrac{F_0}{F_2}\right)$ см. график *а*;

$\dfrac{w}{w_{max}} = \left(1-\dfrac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}}$; $m \ge 1$

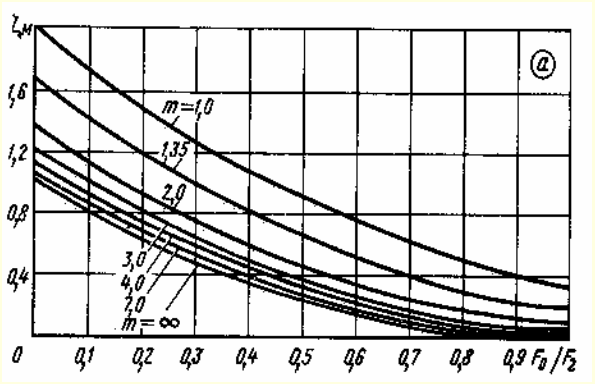
$\zeta_{тр} = \dfrac{\lambda l_2}{D_{2г}}$; λ – см. 1.7.1.

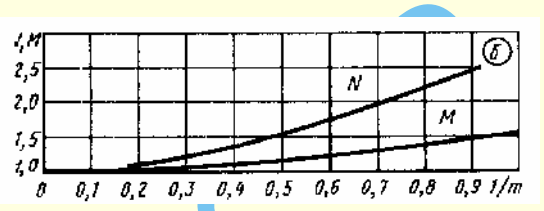
Значения ζ

T	$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_п}$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
1,0	2,70	2,42	2,14	1,90	1,66	1,45	1,26	1,09	0,94	0,70
1,35	2,00	1,74	1,51	1,29	1,00	0,93	0,77	0,65	0,53	0,36
2,0	1,50	1,28	1,08	0,89	0,72	0,59	0,46	0,35	0,27	0,16
3,0	1,25	1,04	0,85	0,68	0,53	0,41	0,30	0,20	0,14	0,07
4,0	1,15	0,95	0,77	0,62	0,47	0,35	0,25	0,17	0,11	0,05
7,0	1,06	0,86	0,69	0,53	0,41	0,29	0,19	0,12	0,06	0,02
∞	1,00	0,82	0,64	0,48	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0

Продолжение

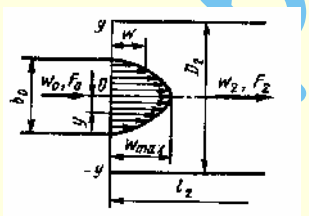
Расширение (внезапное) за длинным прямым участком, диффузором и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; круглое или прямоугольное сечение; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>3{,}5\cdot10^3$ **[251, 268]**	**Диаграмма 1.8.2–2**





m	1,0	1,35	2,0	3,0	4,0	7,0	∞
N	2,70	2,00	1,51	1,25	1,16	1,06	1,0
M	1,50	1,32	1,17	1,09	1,05	1,02	1,0

Расширение (внезапное) за длинными плоскими прямыми участками плоскими диффузорами и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>3{,}5\cdot10^3$ **[251, 268]**	**Диаграмма 1.8.2–3**



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_п^2}+N-\frac{2M}{n_п}+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}=\zeta_м+\frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

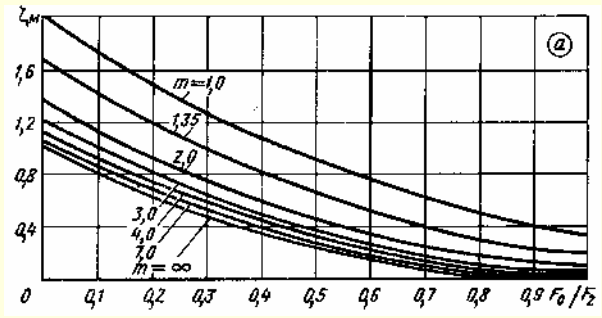
где $M=\dfrac{(m+1)^2}{m(m+2)}$; $N=\dfrac{(m+1)^3}{m^2(m+3)}$ } см. график *б*, $\zeta_м=f\left(m,\dfrac{F_0}{F_2}\right)$ см. график *а*;

$D_г=\dfrac{4F_0}{П_0}$; $D_{2г}=\dfrac{4F_2}{П_2}$; П – периметр; $n_п=\dfrac{F_2}{F_0}$

$$\frac{w}{w_{max}}=\left(1-\frac{2y}{b_0}\right)^{\frac{1}{m}};\quad m\ge1$$

$\zeta_{тр}=\dfrac{\lambda l_2}{D_{2г}}$; λ см. 1.7.1.

Значения $\zeta_м$

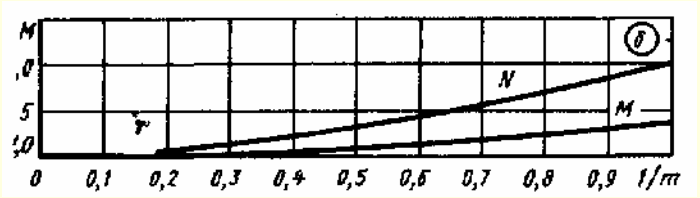


m	$\frac{F_0}{F_2}=\frac{1}{n_п}$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
1,0	2,00	1,74	1,51	1,28	1,19	0,92	0,77	0,64	0,51	0,34
1,35	1,65	1,40	1,20	1,00	0,83	0,67	0,53	0,41	0,32	0,20
2,0	1,35	1,14	0,94	0,77	0,62	0,48	0,36	0,26	0,19	0,10
3,0	1,19	0,98	0,80	0,64	0,49	0,37	0,24	0,18	0,12	0,05
4,0	1,12	0,92	0,74	0,60	0,46	0,33	0,23	0,14	0,09	0,04
7,0	1,04	0,85	0,64	0,54	0,41	0,28	0,18	0,08	0,05	0,02
∞	1,00	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,15	0,08	0,04	0

Справочник по гидравлике

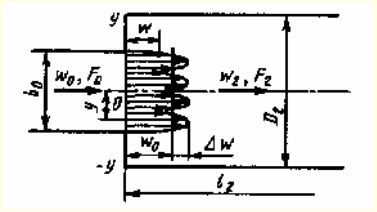
Продолжение

Расширение (внезапное) за длинными плоскими прямыми участками, плоскими диффузорами и т. п. с распределением скоростей по степенному закону; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_\text{г}}{\nu}>3{,}5\cdot10^3$ **[251, 268]**	**Диаграмма 1.8.2–3**



m	1,0	1,35	2,0	3,0	4,0	7,0	∞
N	2,00	1,64	1,35	1,18	1,12	1,04	1,0
M	1,33	1,22	1,13	1,07	1,04	1,02	1,0

Расширение (внезапное) плоского канала за решетками, за направляющими лопатками в коленах и т. п. с распределением скоростей по закону тригонометрической функции; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_\text{г}}{\nu}>3{,}5\cdot10^3$ **[251, 268]**	**Диаграмма 1.8.2–4**



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{1}{n_\text{п}^2}+N-\frac{2M}{n_\text{п}}+\frac{\zeta_\text{тр}}{n_\text{п}^2}=\zeta_\text{м}+\frac{\zeta_\text{тр}}{n_\text{п}^2},$$

где $M=1+\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2$; $N=1+\frac{3}{2}\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2$ см. график *б*;

$D_\text{г}=\frac{4F_0}{\Pi_0}$; $D_{2\text{г}}=\frac{4F_2}{\Pi_2}$; $n_\text{п}=\frac{F_2}{F_0}$; П – периметр;

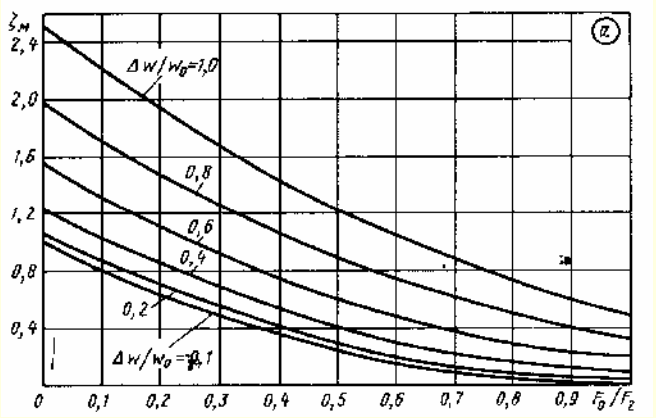
$\zeta_\text{м}=f\left(m,\frac{F_0}{F_2}\right)$ см. график *а*;

$\frac{w}{w_0}=1+\frac{\Delta w}{w_0}\sin 2k_1\pi\frac{2y}{b_0}$; k_1–целое число;

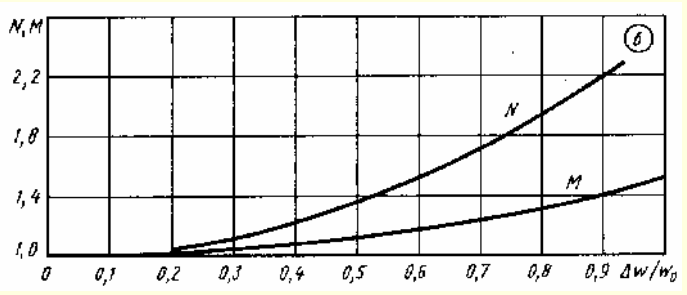
$\zeta_\text{тр}=\frac{\lambda l_2}{D_{2\text{г}}}$ см. 1.7.1.

Значения $\zeta_\text{м}$

$\frac{\Delta w}{w_0}$	$\frac{F_0}{F_2}=\frac{1}{n_\text{п}}$									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
0,1	1,01	0,83	0,66	0,50	0,38	0,26	0,17	0,10	0,06	0,01
0,2	1,06	0,88	0,70	0,54	0,40	0,29	0,20	0,13	0,07	0,02
0,4	1,24	1,04	0,84	0,68	0,54	0,41	0,30	0,22	0,16	0,08
0,6	1,54	1,31	1,18	0,92	0,75	0,61	0,48	0,39	0,29	0,18
0,8	1,96	1,70	1,47	1,27	1,07	0,89	0,75	0,60	0,49	0,32
1,0	2,50	2,21	1,95	1,70	1,46	1,25	1,05	0,88	0,74	0,50

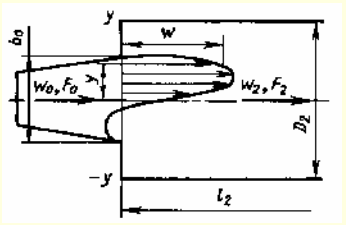


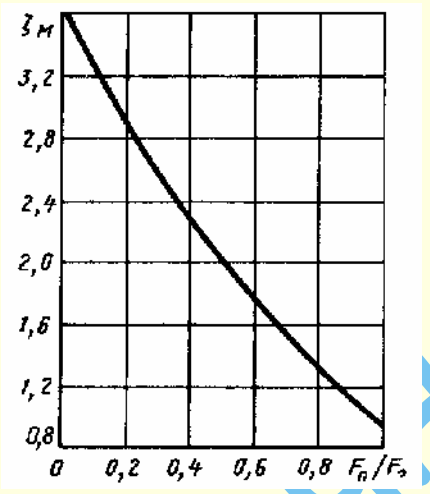
$\frac{\Delta w}{w_0}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
N	1,02	1,06	1,13	1,24	1,37	1,54	1,73	1,96	2,22	2,50
M	1,00	1,02	1,04	1,08	1,12	1,18	1,24	1,32	1,40	1,50



Справочник по гидравлике

Расширение (внезапное) за плоскими диффузорами при $\alpha > 10°$, за коленами и т. п. с несимметричным распределением скоростей; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 3{,}5 \cdot 10^3$ **[253, 269]**	**Диаграмма 1.8.2–5**





$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_п^2} + 3{,}7 - \frac{3{,}74}{n_п} + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2} = \zeta_м + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $\zeta_м = f\left(\frac{F_0}{F_2}\right)$ см. график; $\zeta_{тр} = \frac{\lambda l_2}{D_{2г}}$;

λ см. 1.7.1.

$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_п}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4
ζ	3,70	3,34	2,99	2,67	2,36

$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_п}$	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
ζ	2,08	1,82	1,57	1,35	0,96

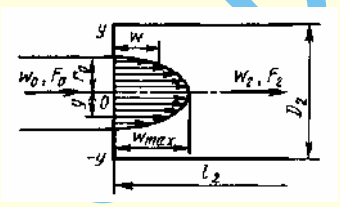
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\ D_{2г} = \frac{4F_2}{\Pi_2};$$

Π – периметр; $n_п = \frac{F_2}{F_0}$;

$$\frac{w}{w_0} = 0{,}585 + 1{,}64 \sin\beta;$$

$$\beta = \left(0{,}2 + 1{,}95\frac{2y}{b_0}\right)$$

Расширение (внезапное) за участками с параболическим распределением скоростей; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 3{,}5 \cdot 10^3$ **[251, 268]**	**Диаграмма 1.8.2–6**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\quad D_{2г} = \frac{4F_2}{\Pi_2};\ \Pi \text{ – периметр; } n_п = \frac{F_2}{F_0};$$

$$\frac{w}{w_{max}} = 1 - \left(\frac{y}{R_0}\right)^2$$

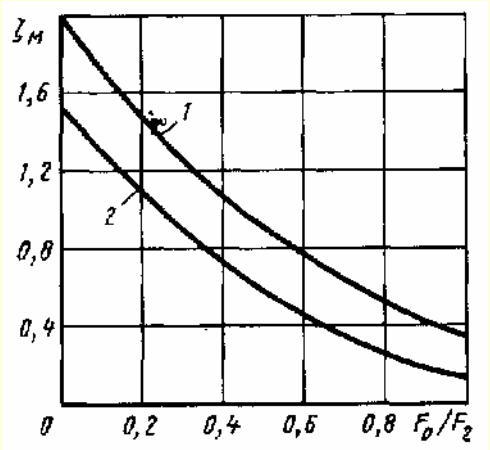
1. Труба круглого сечения:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_п^2} + 2 - \frac{2{,}66}{n_п} + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2} = \zeta_м + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2}.$$

2. Плоский канал:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_п^2} + 1{,}55 - \frac{2{,}4}{n_п} + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2} = \zeta_м + \frac{\zeta_{тр}}{n_п^2},$$

где $\zeta_м = f\left(\frac{F_0}{F_2}\right)$; $\zeta_{тр} = \frac{\lambda l_2}{D_{2г}}$; λ см. 1.7.1.

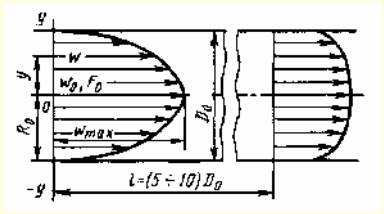


Значения ζ

$\frac{F_0}{F_2} = \frac{1}{n_п}$									
0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
1. Труба круглого сечения									
2,00	1,75	1,51	1,30	1,10	0,92	0,78	0,63	0,51	0,34
2. Плоский канал									
1,55	1,32	1,11	0,92	0,75	0,60	0,47	0,36	0,27	0,15

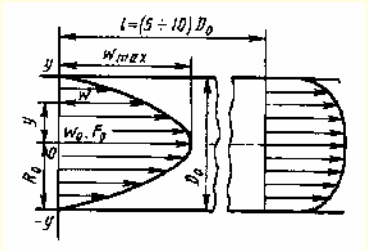
Гидравлика по справочнику

Деформация потока в прямой трубе (канале); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>3{,}5\cdot10^3$ **[251, 268]**	**Диаграмма 1.8.2–7**



$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$;

П – периметр;



$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$;

П – периметр;

Степенной закон распределения скоростей:

$$\frac{w}{w_{max}}=\left(1-\frac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}};\ m\ge1;$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1+N-2M+\zeta_{тр}=\zeta_м+\zeta_{тр};\ \zeta_м=f\left(\frac{1}{m}\right);$$

M и N см. график *б* диаграмм 1.8.2–2 и 1.8.2–3; $\zeta_{тр}=\frac{\lambda l_0}{D_0}$; λ см. 1.7.1.

Параболический закон распределения скоростей:

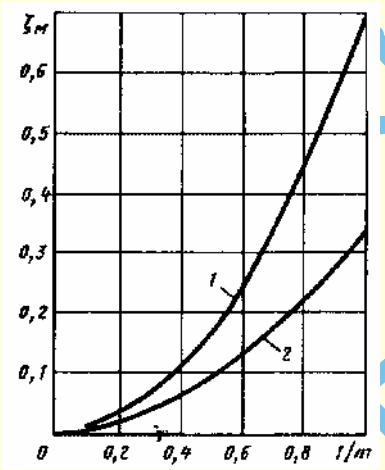
$$\frac{w}{w_{max}}=1-\left(\frac{y}{R_0}\right)^2.$$

1. Труба круглого сечения:

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0{,}34.$$

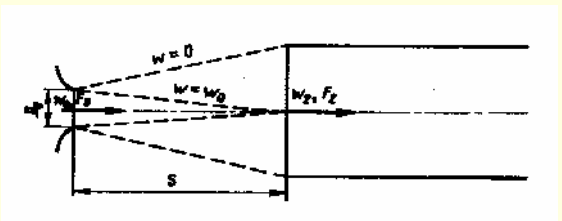
2. Плоский канал:

$$\zeta_м\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=0{,}15$$



m	1,0	1,35	2,0	4,0	7,0	∞
1. Труба круглого сечения						
$\zeta_м$	0,7	0,36	0,16	0,05	0,02	0
2. Плоский канал						
$\zeta_м$	0,31	0,19	0,10	0,04	0,02	0

Деформация потока в прямой трубе круглого сечения при входе в нее свободной струи (эжектор); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>3{,}5\cdot10^3$ **[253, 269]**	**Диаграмма 1.8.2–8**



$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$; $D_{2г}=\frac{4F_2}{\Pi_2}$; П – периметр;

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=1+N-2M+\zeta_{тр}=\zeta_м+\zeta_{тр};$$

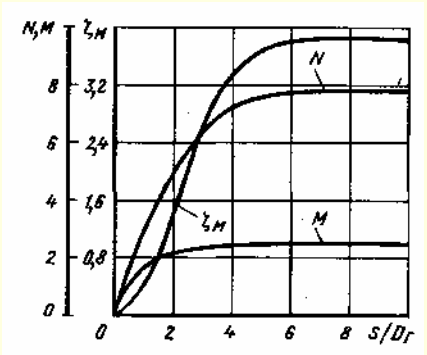
$$M=\frac{1}{\bar{q}^2}\left(\frac{F_2}{F_0}\right);\ N=\frac{1}{\bar{q}^3}\left(\frac{F_2}{F_0}\right)^2\bar{e}.$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Деформация потока в прямой трубе круглого сечения при входе в нее свободной струи (эжектор); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>3{,}5\cdot10^3$ **[251, 268]**	**Диаграмма 1.8.2–8**

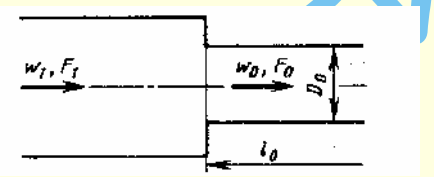
Величины $\zeta_м$, M и N определяют по графику в зависимости от длины свободной струи $\frac{S}{D_г}$, $\overline{F}=\frac{F_2}{F_0}=\frac{F_{стр}}{F_0}$, $\overline{q}$ и $\overline{e}$ находят в зависимости от длины свободной струи $\frac{S}{D_г}$ по диаграммам 1.8.9–28 и 1.8.9–29; $\zeta_{тр}=\frac{\lambda l_2}{D_{2г}}$; λ см. 1.7.1.



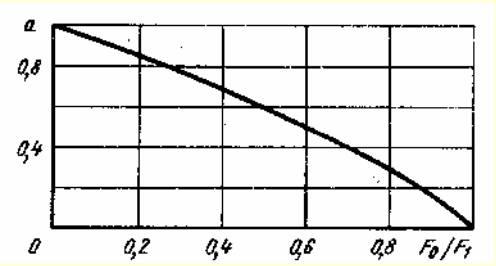
Параметры	$\frac{S}{D_г}$					
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\zeta_м$	0,16	0,46	0,84	1,43	2,02	2,54
N	1,65	2,89	3,90	4,85	5,65	6,35
M	1,25	1,71	2,00	2,20	2,30	2,40

Параметры	$\frac{S}{D_г}$				
	4,0	5,0	6,0	8,0	10
$\zeta_м$	3,26	3,65	3,80	3,81	3,81
N	7,20	7,55	7,68	7,70	7,70
M	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45

Сужение (внезапное) при $\frac{b}{D_г}=0$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ [251, 254] (*b* см. диаграмму 1.8.1–9)	**Диаграмма 1.8.2–9**

№ по пор.	Тип кромки на входе и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
1	Острая  $D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$	$\zeta=0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}+\zeta_{тр}=0{,}5a+\zeta_{тр}$, где a см. кривую $a=f\left(\frac{F_0}{F_1}\right)$; $\zeta_{тр}=\lambda\frac{l_0}{D_г}$; λ см. 1.7.1.

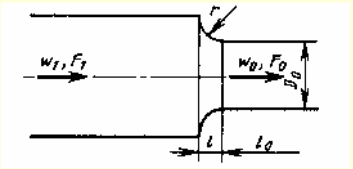
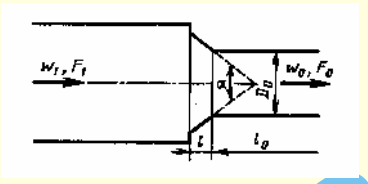
$\frac{F_0}{F_1}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0
a	1,0	0,850	0,680	0,503	0,300	0,178	0



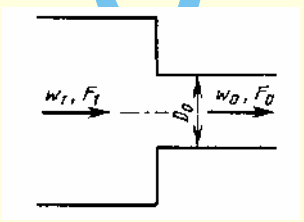
Справочник по гидравлике

Продолжение

Сужение (внезапное) при $\frac{b}{D_г}=0$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ [253, 254] **(*b* см. диаграмму 1.8.1–9)**	**Диаграмма 1.8.2–9**

2	Закругленная 	$\zeta=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}+\zeta_{тр}=\zeta' a+\zeta_{тр}$, где ζ' см. кривую $\zeta=f\left(\frac{r}{D_г}\right)$ диаграммы 1.7.1–4 (кривая *б*); *a* см. кривую $a=f\left(\frac{F_0}{F_1}\right)$ (п. 1); $\zeta_{тр}=\frac{\lambda l_0}{D_г}$; λ см. 1.7.1.
3	Срезана под углом 	$\zeta=\zeta''\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}+\zeta_{тр}=\zeta'' a+\zeta_{тр}$, где ζ'' см. кривую $\zeta=f\left(\alpha,\frac{l}{D_г}\right)$ диаграммы 1.8.1–7; *a* см. кривую $a=f\left(\frac{F_0}{F_1}\right)$ (п.1); $\zeta_{тр}=\frac{\lambda l_0}{D_г}$; λ см. 1.7.1.

Сужение (внезапное) в переходной и ламинарной областях; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ [17, 311]	**Диаграмма 1.8.2–10**



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_м+\zeta_{тр}$$

1. При $10\le\mathrm{Re}<10^4$ $\zeta_м$ см. кривые $\zeta_м=f\left(\mathrm{Re},\frac{F_0}{F_1}\right)$ или по формуле

$$\zeta_м=A\cdot B\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right),$$

где $A=\sum_{i=0}^{7}a_i\left(\lg\mathrm{Re}\right)^i$; $a_0=-25{,}12458$; $a_1=118{,}5076$; $a_2=-170{,}4147$; $a_3=118{,}1949$; $a_4=-44{,}42141$; $a_5=9{,}09524$, $a_6=-0{,}9244027$; $a_7=0{,}03408265$;

$B=\sum_{i=0}^{2}\left\{\left[\sum_{j=0}^{2}a_{ij}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^j\right]\left(\lg\mathrm{Re}\right)^i\right\}$, a_{ij} см. ниже.

2. При $\mathrm{Re}<10$ $\zeta_м\approx\frac{30}{\mathrm{Re}}$

Значения $a_{i,j}$

i/j	$10\le\mathrm{Re}\le2\cdot10^3$			$2\cdot10^3<\mathrm{Re}<4\cdot10^3$		
	0	1	2	0	1	2
0	1,07	1,22	2,9333	0,5443	– 17,298	– 40,715
1	0,05	– 0,51668	0,8333	– 0,06518	8,7616	22,782
2	0	0	0	0,05239	– 1,1093	– 3,1509

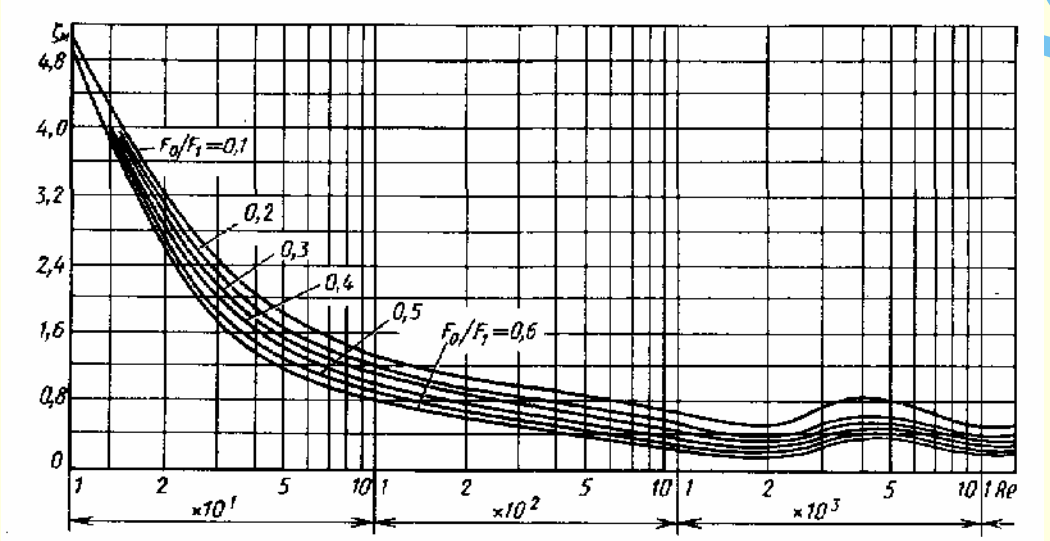
Справочник по гидравлике

Продолжение

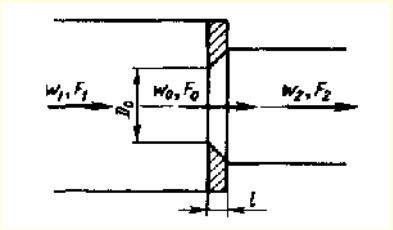
Сужение (внезапное) в переходной и ламинарной областях; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[17, 311]**	**Диаграмма 1.8.2–10**

Значения $\zeta_м$

$\frac{F_0}{F_1}$	Re													
	10	20	30	40	50	10^2	$2\cdot10^2$	$5\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$5\cdot10^3$	10^4	$>10^4$
0,1	5,00	3,20	2,40	2,00	1,80	1,30	1,04	0,82	0,64	0,50	0,80	0,75	0,50	0,45
0,2	5,00	3,10	2,30	1,84	1,62	1,20	0,95	0,70	0,50	0,40	0,60	0,60	0,40	0,40
0,3	5,00	2,95	2,15	1,70	1,50	1,10	0,85	0,60	0,44	0,30	0,55	0,55	0,35	0,35
0,4	5,00	2,80	2,00	1,60	1,40	1,00	0,78	0,50	0,35	0,25	0,45	0,50	0,30	0,30
0,5	5,00	2,70	1,80	1,46	1,30	0,90	0,65	0,42	0,30	0,20	0,40	0,42	0,25	0,25
0,6	5,00	2,60	1,70	1,35	1,20	0,80	0,56	0,35	0,24	0,15	0,35	0,35	0,20	0,20



Диафрагма с острыми краями ($\frac{l}{D_г} = 0 \div 0{,}015$), установленная на переходном участке; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[251, 267]**	**Диаграмма 1.8.2–11**



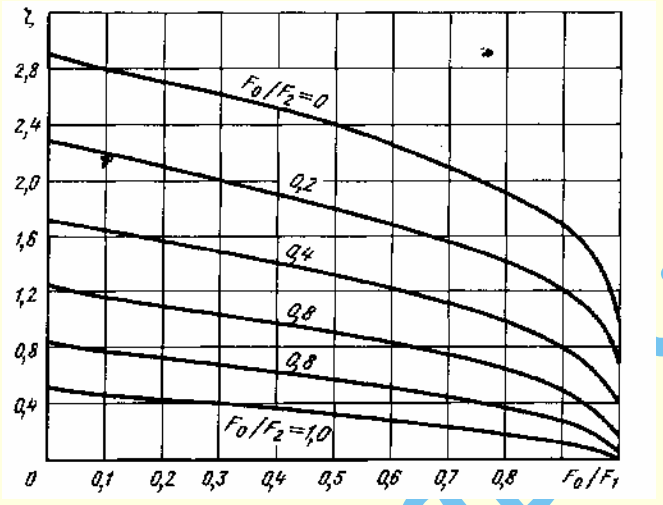
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \left[0{,}707\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}375} + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)\right]^2 = f\left(\frac{F_0}{F_1}; \frac{F_0}{F_2}\right)$$

$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

Продолжение

Диафрагма с острыми краями ($\frac{l}{D_г} = 0 \div 0{,}015$), установленная на переходном участке; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ [251, 267]

Диаграмма 1.8.2–11



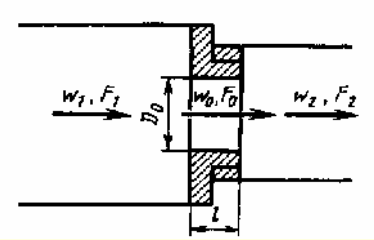
Значения ζ

$\frac{F_0}{F_2}$	$\frac{F_0}{F_1}$					
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0	2,91	2,82	2,72	2,61	2,51	2,39
0,2	2,27	2,19	2,10	2,01	1,91	1,81
0,4	1,71	1,64	1,56	1,48	1,40	1,31
0,6	1,23	1,17	1,10	1,03	0,97	0,89
0,8	0,82	0,77	0,72	0,67	0,61	0,56
1,0	0,50	0,46	0,42	0,38	0,34	0,30

$\frac{F_0}{F_2}$	$\frac{F_0}{F_1}$				
	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0	2,25	2,10	1,92	1,68	1,00
0,2	1,69	1,56	1,41	1,20	0,64
0,4	1,21	1,10	0,97	0,80	0,36
0,6	0,81	0,72	0,62	0,48	0,16
0,8	0,49	0,42	0,34	0,25	0,04
1,0	0.25	0,20	0,15	0,09	0

Диафрагма с утолщенными краями $\left(\frac{l}{D_г} > 0{,}015\right)$, установленная на переходном участке; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^5$ [251, 267]

Диаграмма 1.8.2–12



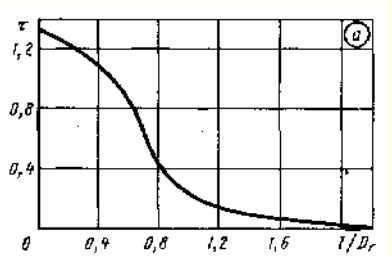
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}75} + \left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2 + \tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}375}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right) + \lambda\frac{l}{D_г},$$

$$\tau = \left(2{,}4-\bar{l}\right)\cdot 10^{-\varphi(\bar{l})},\quad \varphi\left(\bar{l}\right) = \frac{0{,}25+0{,}535\bar{l}^{\,8}}{0{,}05+\bar{l}^{\,7}},$$

где $\tau = f\left(\frac{l}{D_г}\right)$ см. график *а*; λ – см. 1.7.1.

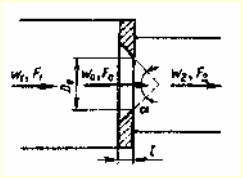
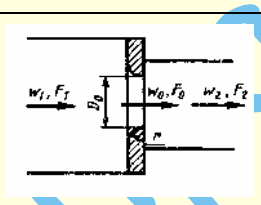
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$\bar{l} \equiv \frac{l}{D_г}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
τ	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42
$\bar{l} \equiv \frac{l}{D_г}$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
τ	0,24	0,16	0,07	0,02	0

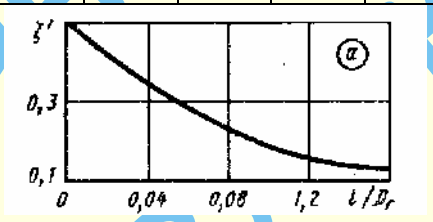


Справочник по гидравлике

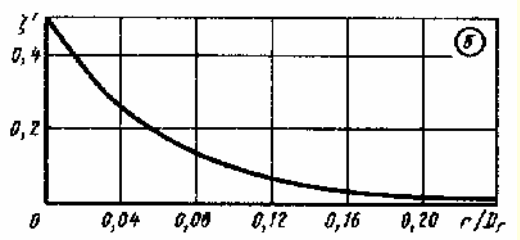
Диафрагма со срезанными н закругленными по потоку краями» установленная на переходном участке; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 267]**	**Диаграмма 1.8.2–13**

Диафрагма	Схема	Коэффициент сопротивления
Со срезанными по потоку краями	 $D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$	$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75}+\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+2\sqrt{\zeta'}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)$, где при $\alpha=40\div60°$ ζ' см. график *а* или $\zeta'=0,13+0,34\cdot10^{-(3,4\bar{l}+88,4\bar{l}^{2,3})}$ При других α ζ' – как ζ по диаграмме 1.8.1–7
С закругленными краями		$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75}+\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)^2+2\sqrt{\zeta'}\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\left(1-\frac{F_0}{F_2}\right)$, где $\zeta'=f\left(\frac{r}{D_г}\right)$ см. график *б* или $\zeta'=0,03+0,47\cdot\exp(-17,73\bar{r})$; $\bar{r}=\frac{r}{D_г}$

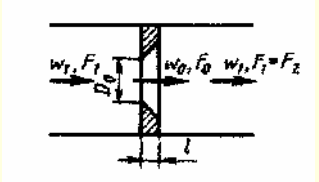
$\frac{l}{D_г}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,12	≥0,16
ζ'	0,46	0,42	0,38	0,35	0,29	0,23	0,16	0,13



$\frac{r}{D_г}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	≥0,2
ζ'	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,19	0,15	0,09	0,06	0,03



Диафрагма с острыми краями $\left(\frac{l}{D_г}=0\div0,015\right)$ **в прямой трубе;** $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[251, 267]**	**Диаграмма 1.8.2–14**



$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$

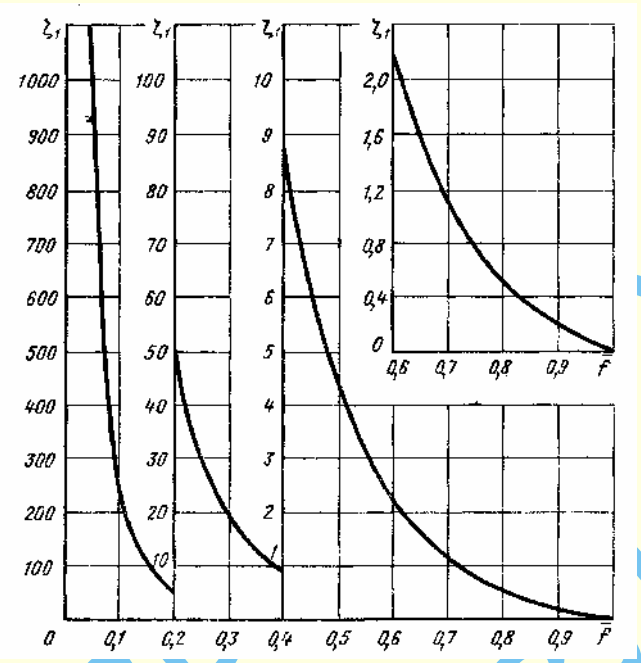
$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\left[\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)+0,707\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\right]^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$

см. кривую $\zeta=f\left(\frac{F_0}{F_1}\right)$; $\bar{f}=\frac{F_0}{F_1}$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Диафрагма с острыми краями $\left(\frac{l}{D_г} = 0 + 0{,}015\right)$ в прямой трубе; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[251, 267]**	**Диаграмма 1.8.2–14**

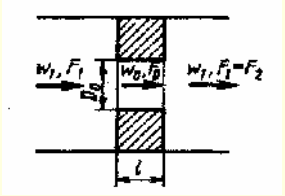


$\frac{F_0}{F_1}$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
ζ	7083	3089	1716	1082	733	402	250	168	119	88,1	67,2	52,6

$\frac{F_0}{F_1}$	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42	0,45	0,47
ζ	41,8	33,8	27,7	23,0	19,2	16,2	13,8	11,8	10,1	8,75	7,57	6,12	5,31

$\frac{F_0}{F_1}$	0,50	0,52	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
ζ	4,37	3,81	3,10	2,24	1,60	1,13	0,79	0,54	0,34	0,19	0,09	0

Диафрагма с утолщенными краями $\left(\frac{l}{D_г} > 0{,}015\right)$ в прямой трубе (канале); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^5$ **[251, 267]**	**Диаграмма 1.8.2–15**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\ \bar{l} = \frac{l}{D_г}$$

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{0{,}75} + \tau\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{1{,}375} + \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda\frac{l}{D_г}\right]\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2,$$

где τ см. таблицу (ниже), график *а* диаграммы 1.8.2–12 или $\tau = (2{,}4-\bar{l})\cdot 10^{-\varphi(\bar{l})}$;

$\varphi(\bar{l}) = \frac{0{,}25+0{,}535\bar{l}^8}{0{,}05+\bar{l}^7}$ см. 1.7.1.

При λ = 0,02 значения $\zeta_1 = f\left(\frac{l}{D_г}, \frac{F_0}{F_1}\right)$ см. график

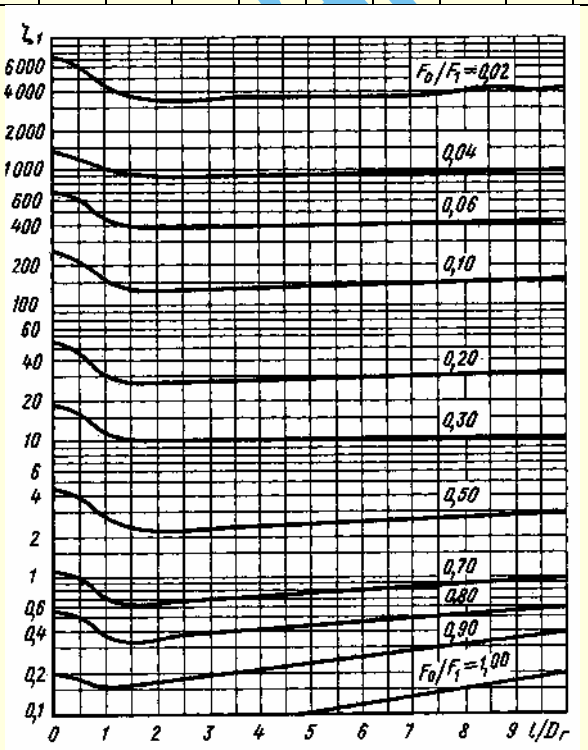
Справочник по гидравлике

Продолжение

Диафрагма с утолщенными краями $\left(\frac{l}{D_г} > 0{,}015\right)$ в прямой трубе (канале); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^5$ **[251, 267]**	**Диаграмма 1.8.2–15**

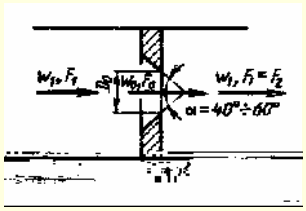
Значения ζ_1 при $\lambda = 0{,}02$

$\bar{l} = \frac{l}{D_г}$	τ	$\frac{F_0}{F_1}$															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0	1,35	6915	1676	716	394	244	99,5	51,4	30,0	18,8	8,56	4,27	2,19	1,11	0,53	0,19	0
0,2	1,22	6613	1602	684	376	233	95,0	49,0	28,6	18,0	8,17	4,08	2,09	1,07	0,51	0,19	0
0,4	1,10	6227	1533	655	360	223	91,0	47,0	27,4	17,2	7,83	3,92	2,01	1,03	0,50	0,19	0,01
0,6	0,84	5708	1382	591	324	201	81,9	42,3	24,6	15,5	7,04	3,53	1,82	0,94	0,46	0,18	0,01
0,8	0,42	4695	1137	485	266	165	67,2	34,6	20,2	12,7	5,77	2,90	1,50	0,78	0,39	0,16	0,02
1,0	0,24	4268	1033	441	242	150	61,0	31,4	18,3	11,5	5,24	2,64	1,37	0,72	0,37	0,16	0,02
1,4	0,10	3948	956	408	224	139	56,4	29,1	17,0	10,7	4,86	2,45	1,29	0,68	0,36	0,16	0,03
2,0	0,02	3783	916	391	215	133	54,1	27,9	16,3	10,2	4,68	2,38	1,26	0,68	0,36	0,17	0,04
3,0	0	3783	916	391	215	133	54,3	28,0	16,4	10,3	4,75	2,43	1,30	0,71	0,39	0,20	0,06
4,0	0	3833	929	397	218	135	55,2	28,6	16,7	10,6	4,88	2,51	1,35	0,75	0,42	0,22	0,08
5,0	0	3883	941	402	221	137	56,0	29,0	17,0	10,8	5,00	2,59	1,41	0,79	0,45	0,24	0,10
6,0	0	3933	954	408	224	139	56,9	29,6	17,4	11,0	5,12	2,67	1,46	0,83	0,48	0,27	0,12
7,0	0	3983	966	413	227	141	57,8	30,0	17,7	11,2	5,25	2,75	1,52	0,87	0,51	0,29	0,14
8,0	0	4033	979	419	231	143	58,7	30,6	18,0	11,4	5,38	2,83	1,57	0,91	0,54	0,32	0,16
9,0	0	4083	991	424	234	145	59,6	31,0	18,3	11,6	5,50	2,91	1,63	0,95	0,58	0,34	0,18
10,0	0	4133	1004	430	237	147	60,5	31,6	18,6	11,9	5,62	3,00	1,68	0,99	0,61	0,37	0,20



Справочник по гидравлике

Диафрагма (отверстие) со срезанными по потоку краями ($\alpha = 40 \div 60°$) в прямой трубе; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ [251, 267]	**Диаграмма 1.8.2–16**



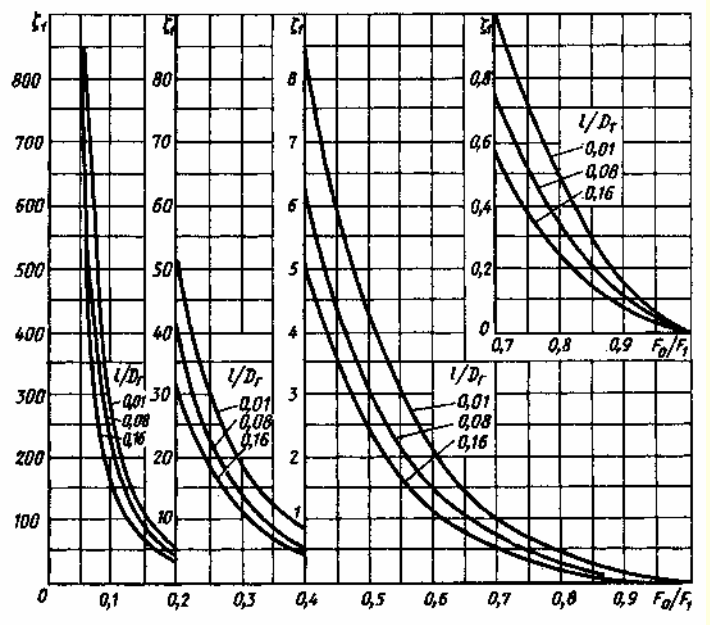
$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'}\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,375}\right]^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right) \text{ см. график;}$$

$\zeta' = f\left(\frac{l}{D_г}\right)$ см. таблицу (ниже), график *а* диаграммы 1.8.2–13

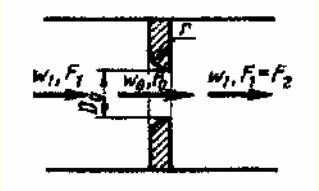
или $\zeta' = 0,13 + 0,34\exp\left(-7,94\bar{l} - 203,55\bar{l}^{2,3}\right)$; $\bar{l} = \frac{l}{D_г}$

Значения ζ_1

$\bar{l} = \frac{l}{D_г}$	ζ'	$\frac{F_0}{F_1}$															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
0,01	0,46	6840	1656	708	388	241	98,2	50,7	29,5	18,5	8,39	4,18	2,13	1,08	0,51	0,18	0
0,02	0,42	6592	1598	682	374	232	94,5	48,7	28,4	17,8	8,05	4,00	2,03	1,02	0,48	0,17	0
0,03	0,38	6335	1535	655	360	223	90,6	46,7	27,2	17,0	7,69	3,80	1,93	0,97	0,45	0,16	0
0,04	0,35	6140	1488	635	348	216	87,7	45,2	26,2	16,4	7,40	3,66	1,84	0,92	0,43	0,15	0
0,06	0,29	5737	1387	592	325	201	81,5	41,9	24,4	15,2	6,83	3,35	1,68	0,83	0,38	0,13	0
0,08	0,23	5297	1281	546	300	185	75,0	38,5	22,3	13,9	6,20	3,02	1,51	0,74	0,33	0,11	0
0,12	0,16	4748	1147	488	267	165	66,7	34,1	19,7	12,2	5,40	2,61	1,29	0,62	0,27	0,09	0
0,16	0,13	4477	1081	460	251	155	62,7	32,0	18,4	11,4	5,02	2,42	1,18	0,56	0,24	0,08	0



Диафрагма с закругленными по потоку краями в прямой трубе; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ [251, 267]	**Диаграмма 1.8.2–17**



$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = -\left[1 - \frac{F_0}{F_1} + \sqrt{\zeta'}\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^{0,75}\right]^2 \left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 \text{ см. график;}$$

$\zeta' = f_1\left(\frac{r}{D_г}\right)$ см. таблицу (ниже), график *б* диаграммы 1.8.2–13

$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$ или $\zeta' = 0,03 + 0,47\exp\left(-17,73\bar{r}\right)$; $\bar{r} = \frac{r}{D_г}$

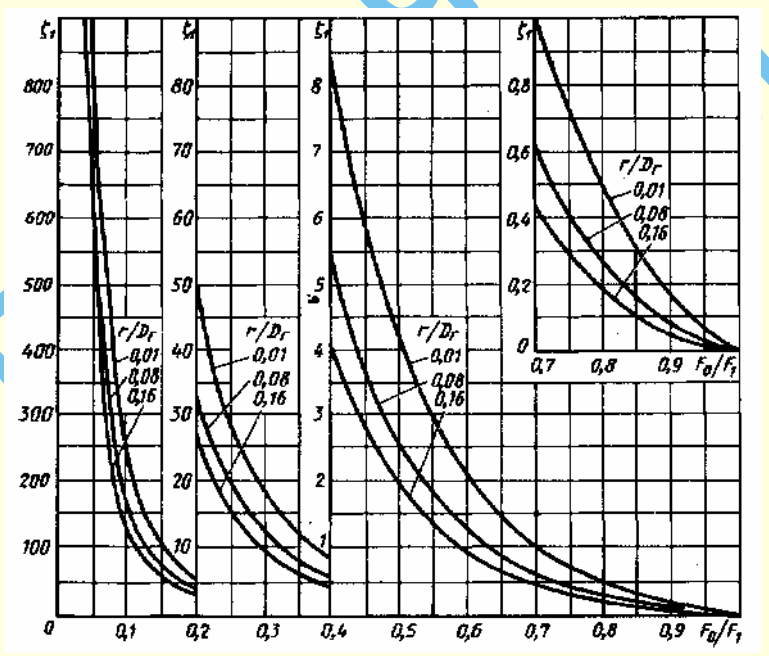
Справочник по

Продолжение

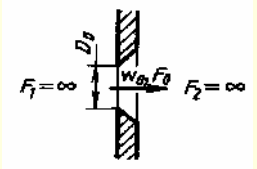
Диафрагма с закругленными по потоку краями в прямой трубе; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[251, 267]**	**Диаграмма 1.8.2–17**

Значения ζ_1

$\bar{r} = \frac{r}{D_г}$	ζ'	$\frac{F_0}{F_1}$																				
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,0
0,01	0,44	6717	1628	695	382	236	96,4	49,7	29,0	18,2	12,0	8,24	5,75	4,10	2,91	2,08	1,49	1,05	0,73	0,49	0,18	0
0,02	0,37	6273	1520	648	356	221	89,7	46,2	26,9	16,8	11,1	7,59	5,29	3,75	2,65	1,90	1,35	0,95	0,66	0,44	0,15	0
0,03	0,31	5875	1421	607	332	206	83,6	43,0	25,0	15,6	10,3	7,01	4,87	3,45	2,43	1,74	1,23	0,86	0,59	0,40	0,14	0
0,04	0,26	5520	1336	570	312	193	78,3	40,2	23,4	14,6	9,54	6,51	4,51	3,19	2,24	1,60	1,13	0,79	0,54	0,36	0,12	0
0,06	0,19	4982	1206	513	281	174	70,3	36,0	20,8	12,9	8,46	5,76	3,97	2,79	1,96	1,38	0,97	0,67	0,46	0,30	0,10	0
0,08	0,15	4657	1125	479	262	162	65,3	33,4	19,3	12,0	7,80	5,29	3,63	2,55	1,78	1,25	0,88	0,60	0,41	0,26	0,08	0
0,12	0,09	4085	986	420	229	141	56,8	29,0	16,6	10,2	6,65	4,48	3,06	2,14	1,48	1,03	0,71	0,48	0,33	0,21	0,06	0
0,16	0,06	3745	902	384	210	129	51,8	26,3	15,0	9,3	5,99	4,02	2,73	1,90	1,31	0,91	0,62	0,42	0,28	0,17	0,05	0

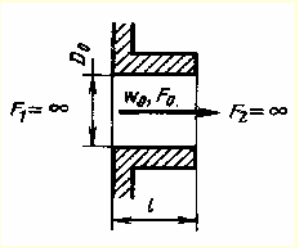
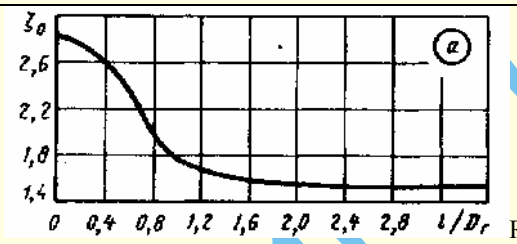
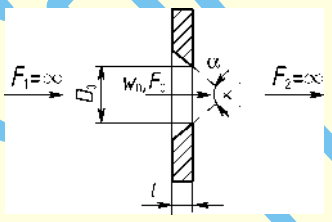
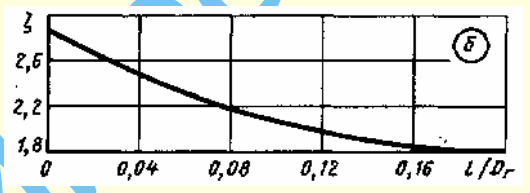
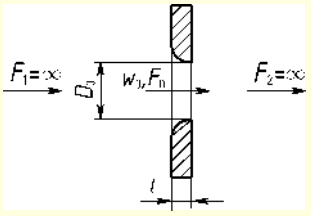
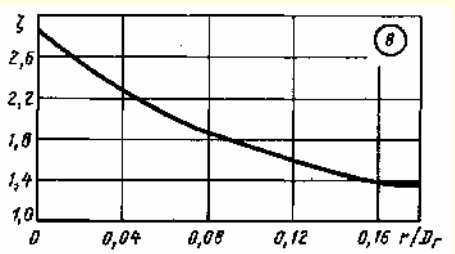


Отверстия с различными краями в стенке с неограниченной площадью [251, 267]	**Диаграмма 1.8.2–18**

Края отверстия	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Острые $\frac{l}{D_г} = 0 \div 0{,}015$	 $D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$	$\mathrm{Re} \equiv \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^4$ $\zeta = 2{,}7 \div 2{,}8$

Продолжение

Отверстия с различными краями в стенке с неограниченной площадью [251, 267]	**Диаграмма 1.8.2–18**

Края отверстия	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Утолщенные (глубокое отверстие) $\dfrac{l}{D_г} > 0{,}015$		 Re $\geq 10^4$; $\zeta = \zeta_0 + \lambda \dfrac{l}{D_г}$, где $\zeta_0 = f(l)$ см. график *а* или $\zeta = 1{,}5 + (2{,}4 - \bar{l}) \cdot 10^{-\varphi(\bar{l})} + \dfrac{\lambda l}{D_г}$; $\varphi(\bar{l}) = 0{,}25 + 0{,}535\bar{l}^{\,8}/(0{,}05 + \bar{l}^{\,7})$; λ см. 1.7.1
Срезанные по потоку		Re $\geq 10^4$ $\zeta = f(\bar{l})$ см. график *б* или $\zeta = (1 + \sqrt{\zeta'})^2$, где $\zeta' = 0{,}13 + 0{,}34 \cdot \exp(-7{,}94\bar{l} - 203{,}55\bar{l}^{\,2{,}3})$  $\alpha = 40 \div 60°$
Закругленные по потоку		Re $\geq 10^4$; $\zeta = f(\bar{r})$ см. график *в* или $\zeta = (1 + \sqrt{\zeta'})^2$, где $\zeta' = 0{,}03 + 0{,}47 \cdot \exp(-17{,}73\bar{r})$ 

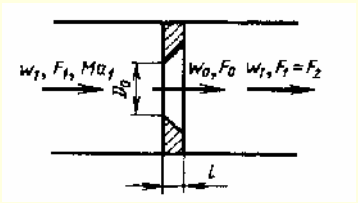
$\bar{l} = \dfrac{l}{D_г}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ζ_0	2,85	2,72	2,60	2,34	1,95	1,76
$\bar{l} = \dfrac{l}{D_г}$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	4,0
ζ_0	1,67	1,62	1,60	1,58	1,55	1,55

$\bar{l} = \dfrac{l}{D_г}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
ζ	2,85	2,80	2,70	2,60	2,50	2,41
$\bar{l} = \dfrac{l}{D_г}$	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20
ζ	2,33	2,18	2,08	1,98	1,84	1,80

$\bar{r} = \dfrac{r}{D_г}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20
ζ	2,72	2,56	2,40	2,27	2,06	1,90	1,67	1,54	1,46

Справочник по гидравлике

Диафрагмы (отверстия) с любыми формами краев для различных условий перетекания потока в переходной и ламинарной областях $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}<10^4\div10^5$ **[273]**	**Диаграмма 1.8.2–19**



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

1. При $30<\mathrm{Re}<10^4\div10^5$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_\varphi+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{0кв}$$

и соответственно

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\zeta_\varphi\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв}.$$

2. При $10<\mathrm{Re}<30$: $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{33}{\mathrm{Re}}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{0кв}$ и

$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\frac{33}{\mathrm{Re}}\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв}$, где $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$ см. ниже.

3. При $\mathrm{Re}<10$: $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\frac{33}{\mathrm{Re}}$ и $\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\frac{33}{\mathrm{Re}}\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$;

$\zeta_{0.кв}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$, $\zeta_{1.кв}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ – как ζ при $\mathrm{Re}>10^4$ по соответствующим диаграммам 1.8.2–1 – 1.8.2–18;

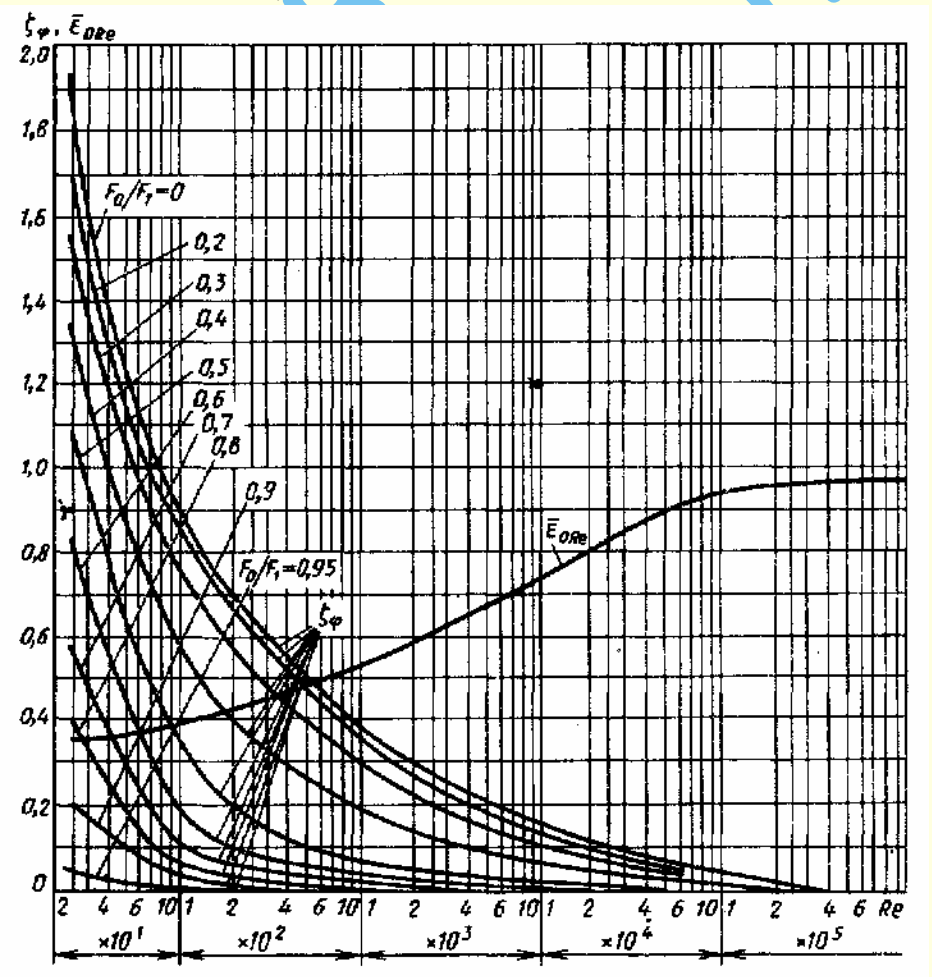
ζ_φ см. табл. 1 или по формуле

$$\zeta_\varphi=\left[18,78-7,768\frac{F_1}{F_0}+6,337\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2\right]\exp\left\{\left[-0,942-7,246\frac{F_0}{F_1}-3,878\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\right]\lg\mathrm{Re}\right\};$$

$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$ см. табл. 2 или по формуле

$$\bar{\varepsilon}_{0.\mathrm{Re}}=\sum_{i=0}^{5}a_i\left(\lg\mathrm{Re}\right)^i,$$

где $a_0=0,461465$; $a_1=-0,2648592$; $a_2=0,203047$; $a_3=-0,06602521$; $a_4=0,01325519$; $a_5=-0,001058041$



Продолжение

Диафрагмы (отверстия) с любыми формами краев для различных условий перетекания потока в переходной и ламинарной областях $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}<10^4\div10^5$ **[273]**	**Диаграмма 1.8.2–19**

Таблица 1

Значения ζ_φ

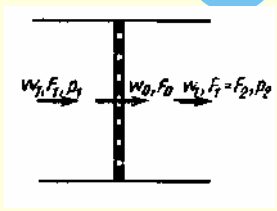
$\frac{F_0}{F_1}$	Re													
	30	40	60	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	10^6
0	1,94	1,38	1,14	0,89	0,69	0,64	0,39	0,30	0,22	0,15	0,11	0,04	0,01	0
0,2	1,78	1,36	1,05	0,85	0,67	0,57	0,36	0,26	0,20	0,13	0,09	0,03	0,01	0
0,3	1,57	1,16	0,88	0,75	0,57	0,43	0,30	0,22	0,17	0,10	0,07	0,02	0,01	0
0,4	1,35	0,99	0,79	0,57	0,40	0,28	0,19	0,14	0,10	0,06	0,04	0,02	0,01	0
0,5	1,10	0,75	0,55	0,34	0,19	0,12	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0
0,6	0,85	0,56	0,30	0,19	0,10	0,06	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0
0,7	0,58	0,37	0,23	0,11	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0
0,8	0,40	0,24	0,13	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0	0
0,9	0,20	0,13	0,08	0,03	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,95	0,03	0,03	0,02	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Таблица 2

Значения $\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}}$

Re	10	20	30	40	60	80	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	$6\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	$3\cdot10^5$	$4\cdot10^5$
$\bar{\varepsilon}_{0\,\mathrm{Re}}$	0,34	0,35	0,36	0,37	0,40	0,43	0,45	0,52	0,58	0,62	0,65	0,69	0,74	0,76	0,80	0,82	0,85	0,87	0,90	0,95	0,98	1,0

Диафрагма в трубах при больших дозвуковых скоростях (больших числах Маха) [273]	**Диаграмма 1.8.2–20**



Острые кромки отверстий: $\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_м \zeta$,

где ζ см. диаграммы 1.8.2–11, 1.8.2–12; $k_м = f(\mathrm{M}_1)$; $\mathrm{M}_1 = \frac{w_1}{a_1}$; $a_1 = \sqrt{\frac{kp_1}{\rho_1}}$ – скорость звука;

k см. табл. 1.36. При срезанных или закругленных кромках отверстий см. диаграмму 1.8.6–7

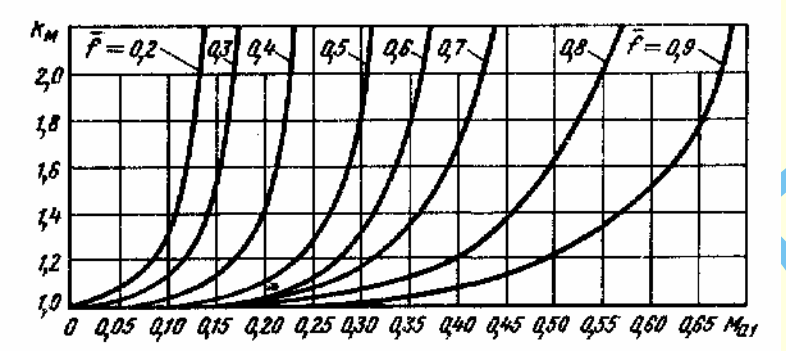
Значения $k_м$

$\bar{f}$	M_1													
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
0,2	1,00	1,09	0,30	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,3	1,00	1,03	1,13	1,51	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,4	1,00	1,00	1,03	1,14	1,41	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,5	1,00	1,00	1,00	1,03	1,10	1,27	1,85	–	–	–	–	–	–	–
0,6	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,14	1,30	1,77	–	–	–	–	–	–
0,7	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03	1,08	1,18	1,35	1,68	–	–	–	–	–
0,8	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,03	1,07	1,12	1,20	1,37	1,63	2,01	–	–
0,9	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02	1,04	1,07	1,13	1,21	1,33	1,50	1,75

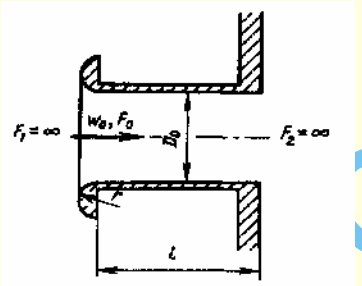
Справочник по гидравлике

Продолжение

Диафрагма в трубах при больших дозвуковых скоростях (больших числах Маха) [273]	**Диаграмма 1.8.2–20**



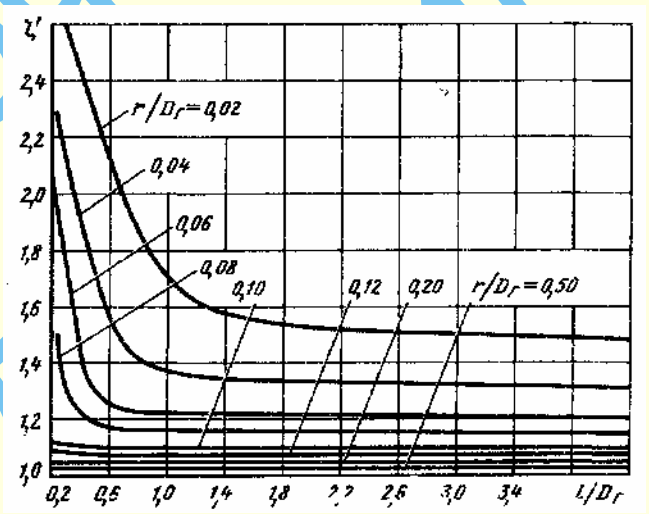
Коллектор, вделанный в стенку с неограниченной площадью; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[667]**	**Диаграмма 1.8.2–21**



$$D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta'+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр}=\lambda\frac{l}{D_г}$; $\zeta'=f\left(\frac{l}{D_г},\frac{r}{D_г}\right)$, λ см. 1.7.1.

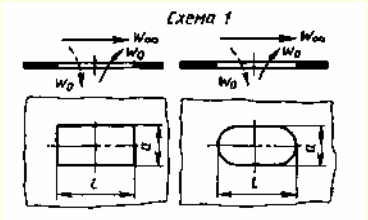


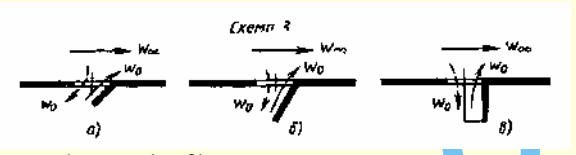
Значения ζ'

$\frac{r}{D_г}$	$\frac{l}{D_г}$											
	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,02	2,64	2,25	1,89	1,68	1,60	1,56	1,54	1,53	1,51	1,50	1,49	1,48
0,04	2,20	1,70	1,42	1,37	1,34	1,33	1,33	1,32	1,32	1,32	1,31	1,30
0,06	1,90	1,30	1,23	1,22	1,22	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,20	1,20
0,08	1,44	1,19	1,16	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
0,10	1,12	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10
0,12	1,08	1,08	1,08	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,08	1,08	1,08
0,20	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05
0,50	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03

СПРАВОЧНИК ГИДРАВЛИКА

Отверстия в тонкой стенке при наличии проходящего потока ($w_\infty > 0$); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^4$ **[666]**	**Диаграмма 1.8.2–22**





Без козырьков (схемы 1 и 2):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

см. графики *а – в*.

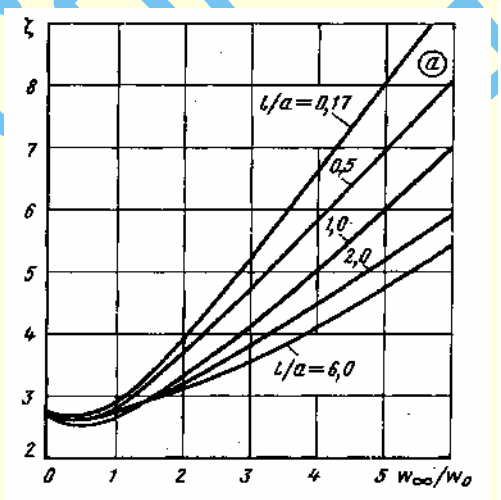
С козырьками у круглого отверстия (схема 3):

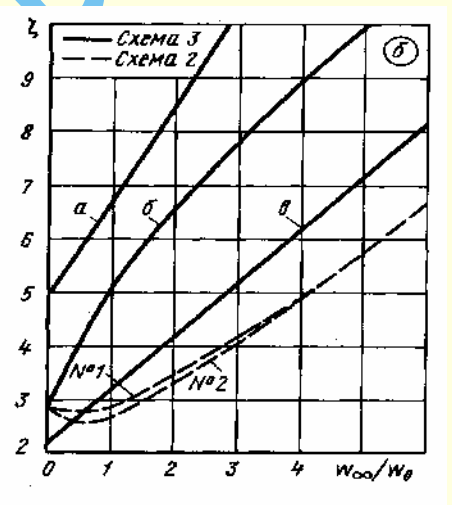
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$ – см. графики *б* и *г*.

А. Отсосные отверстия (вход w_0 – штриховые стрелки)

Значения ζ для схемы 1 (график *а*)

$\frac{l}{a}$	$\frac{w_\infty}{w_0}$							
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,17	2,70 ÷ 2,80	2,75 ÷ 2,85	2,95	4,00	5,20	6,65	8,05	9,50
0,5	2,70 ÷ 2,80	2,65 ÷ 2,75	2,85	3,35	4,15	5,00	6,00	7,00
1,0	2,70 ÷ 2,80	2,65 ÷ 2,75	2,85	3,35	4,15	5,00	6,00	7,00
2,0	2,70 ÷ 2,80	2,65 ÷ 2,75	2,85	3,20	3,80	4,50	5,20	5,95
6,0	2,70 ÷ 2,80	2,55 ÷ 2,65	2,65 ÷ 2,75	3,15	3,55	4,15	4,75	5,45





Значения ζ для схемы 2 (график *б*)

Положение отверстий	$\frac{w_\infty}{w_0}$							
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
№ 1	2,70 ÷ 2,80	2,70 ÷ 2,80	2,80 ÷ 2,90	3,50	4,10	4,95	5,75	6,70
№ 2	2,70 ÷ 2,80	2,55 ÷ 2,65	2,60 ÷ 2,70	3,40	4,05	4,95	5,75	6,70

Справочник по гидравлике

Продолжение

Отверстия в тонкой стенке при наличии проходящего потока ($w_\infty > 0$); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^4$ **[666]**	**Диаграмма 1.8.2–22**

Значения ζ для схемы 3 (график *б*)

Кривая	$\frac{w_\infty}{w_0}$							
	0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
а	4,95	5,75	6,60	8,45	10,0	–	–	–
б	2,73 ÷ 2,85	4,00	5,00	6,50	7,80	8,95	10,0	–
в	2,16 ÷ 2,20	2,60 ÷ 2,70	3,20	4,20	5,20	6,20	7,2	8,2

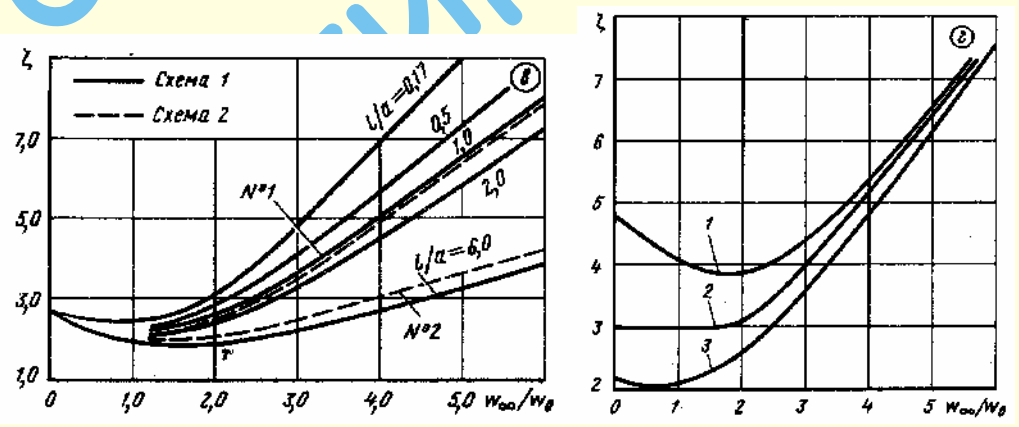
Б. Приточные отверстия (выход w_0 – сплошные стрелки)

Значения ζ для схемы 1 (график *в*)

$\frac{l}{a}$	$\frac{w_\infty}{w_0}$								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
0,17	2,70 ÷ 2,80	2,50 ÷ 2,60	2,45 ÷ 2,55	2,55 ÷ 2,65	3,05	4,75	7,00	9,00	–
0,5	2,70 ÷ 2,80	2,40 ÷ 2,50	2,25 ÷ 2,35	2,45 ÷ 2,55	2,80 ÷ 2,90	4,10	5,70	7,30	9,00
1,0	2,70 ÷ 2,80	2,25 ÷ 2,35	2,20 ÷ 2,30	2,25 ÷ 2,35	2,60 ÷ 2,70	3,65	5,00	6,50	8,00
2,0	2,70 ÷ 2,80	2,25 ÷ 2,35	2,05 ÷ 2,15	2,05 ÷ 2,10	2,40 ÷ 2,50	3,35	4,50	5,80	7,25
6,0	2,70 ÷2,80	2,25 ÷ 2,35	2,00 ÷ 2,10	1,90 ÷ 2,00	1,90 ÷ 2,00	2,25 ÷ 2,35	2,75 ÷ 2,85	3,30	3,90

Значения ζ для схемы 2 (график *в*)

Положение отверстий	$\frac{w_\infty}{w_0}$								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
№ 1	2,7 ÷ 2,8	2,25 ÷ 2,35	2,0 ÷ 2,1	2,05 ÷ 2,15	2,5 ÷ 2,6	3,5	4,95	6,45	7,90
№ 2	2,7 ÷ 2,8	2,4 ÷ 2,5	2,1 ÷ 2,2	2,05 ÷ 2,15	2,1 ÷ 2,2	2,5 ÷ 2,6	3,00	3,60	4,20



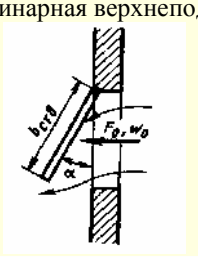
Значения ζ для схемы 3 (график *г*)

Кривая	$\frac{w_\infty}{w_0}$								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
1	4,75	4,40	4,05	3,85	3,85	4,40	5,35	6,55	7,75
2	3,00	3,00	3,00	3,00	3,15	4,00	5,65	6,45	7,70
3	2,16 ÷ 2,20	2,05 ÷ 2,10	2,10 ÷ 2,20	2,35 ÷ 2,45	2,65 ÷ 2,75	3,50	4,75	6,20	7,55

Справочник по гидравлике

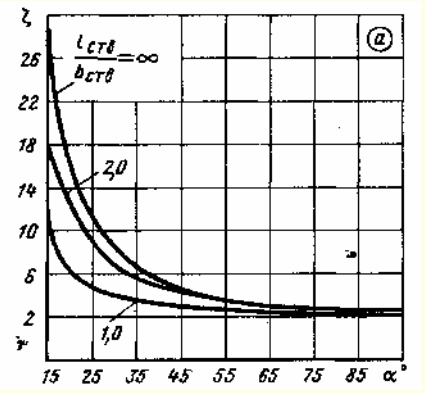
Створки [74]	Диаграмма 1.8.2–23

Вытяжная одинарная верхнеподвесная створка



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2};$$

$l_{ств}$ – длина створки; $w_0 = \frac{Q}{F_0}$



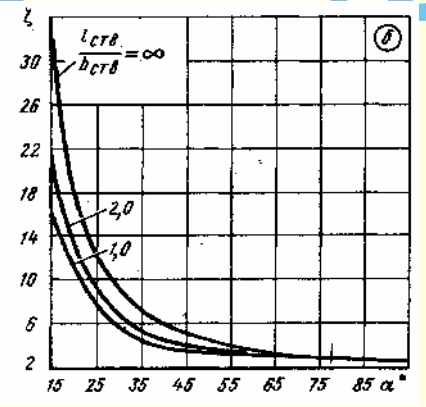
Значения ζ (график *а*)

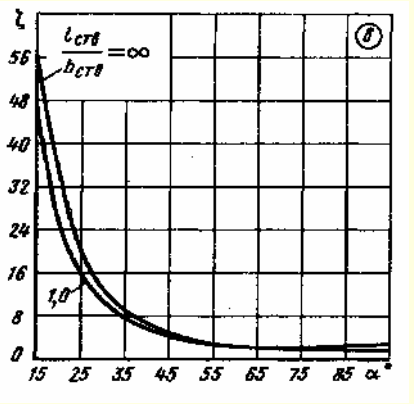
$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	11	6,3	4,5	4,0	3,0	2,5	2,0
2,0	17	12	8,5	6,9	4,0	3,1	2,5
∞	30	16	11	8,6	4,7	3,3	2,5

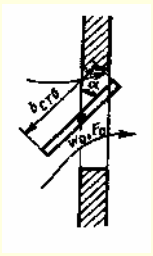
Приточная одинарная верхнеподвесная створка

Значения ζ (график *б*)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	16	11	8,5	5,7	3,7	3,1	2,6
2,0	21	13	9,3	6,9	4,0	3,2	2,6
∞	31	18	12,5	9,2	5,2	3,5	2,6



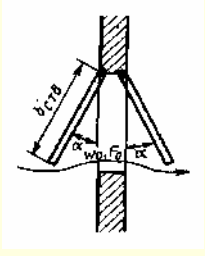




Одинарная среднеподвесная створка

Значения ζ (график *в*)

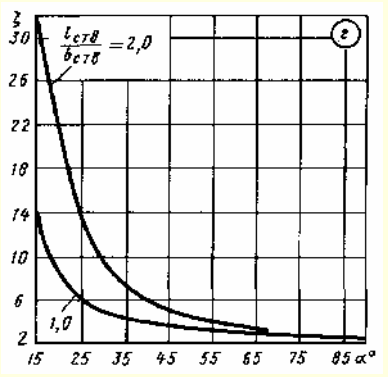
$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	46	26	16	11	5,0	3,0	2,0
2,0	59	35	21	14	5,0	3,0	2,4



Двойные створки на верхнем подвесе

Значения ζ (график *г*)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	14	9	6	4,9	3,8	3,0	2,4
∞	31	21	14	9,8	5,2	3,5	2,4



Справочник по гидр

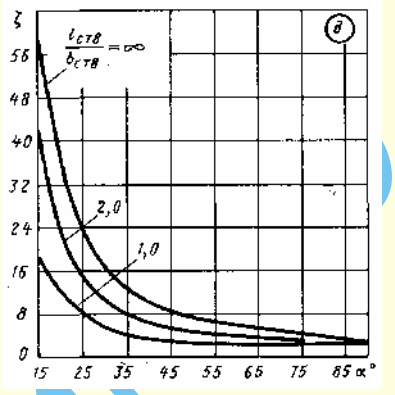
Продолжение

Створки [74]	**Диаграмма 1.8.2–23**

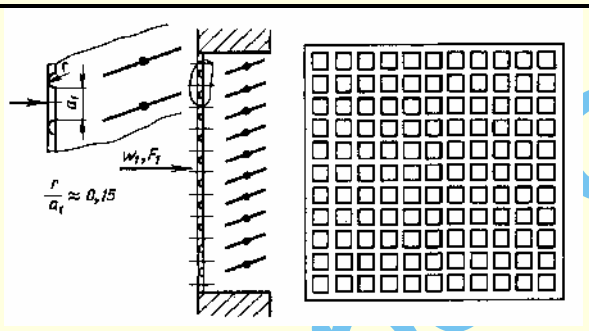
Двойная створка на верхнем и нижнем подвесах

Значения ζ (график *д*)

$\frac{l_{ств}}{b_{ств}}$	α°						
	15	20	25	30	45	60	90
1,0	19	13	8,5	6,3	3,8	3,0	2,4
2,0	44	24	15	11	6,0	4,0	2,8
∞	59	36	24	17	8,6	5,7	2,8



Решетка (жалюзийная) с поворотными перьями в стенке неограниченной площади; $\bar{f} \approx 0{,}8$ (полное открытие жалюзи)	**Диаграмма 1.8.2–24**

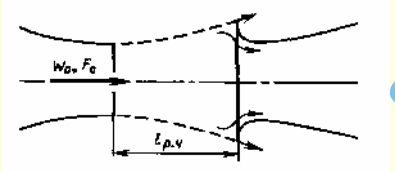


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} \approx 1{,}6\,,$$

где w_1–средняя скорость по полному сечению решетки в стенке

$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1}$; F_0 – живое сечение решетки

Рабочая часть (открытая) аэродинамической трубы [4]	**Диаграмма 1.8.2–25**



$$D_г = \frac{4F_0}{П_0}$$

Для прямоугольника

$$D_г = \frac{2a_0b_0}{a_0 + b_0};$$

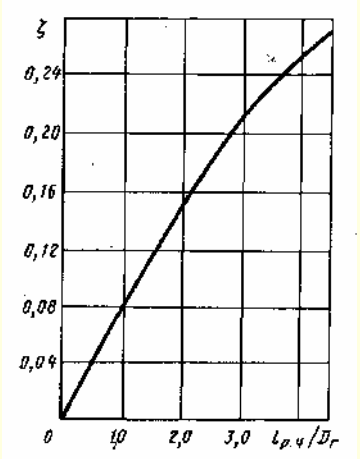
для эллипса

$$D_г = \frac{4a_0b_0}{1{,}5(a_0 + b_0) - \sqrt{a_0b_0}},$$

где a_0 и b_0 – стороны прямоугольника или полуоси эллипса.

Круглое (или прямоугольное) сечение:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}1\frac{l_{р.ч.}}{D_г} - 0{,}008\left(\frac{l_{р.ч.}}{D_г}\right)^2 \text{ см. кривую } \zeta = f\left(\frac{l_{р.ч.}}{D_г}\right)$$



$\frac{l_{р.ч.}}{D_г}$	0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
ζ	0	0,04	0,08	0,12	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29

Эллиптическое сечение:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}145\frac{l_{р.ч.}}{D_г} - 0{,}0017\frac{l_{р.ч.}}{a_0b_0}$$

Справочник по гидравлике

1.8.3. Сопротивление при течении с плавным изменением скорости (коэффициенты сопротивления диффузоров, конфузоров и других переходных участков)

1.8.3.1. Пояснения и практические рекомендации

Диффузоры в сети

1. Для перехода от меньшего сечения трубы (канала) к большему (преобразования кинетической энергии потока в потенциальную или динамического давления в статическое) с минимальными потерями полного давления устанавливают плавно расширяющийся участок – диффузор (рис. 1.111)[1]. Вследствие того, что в диффузоре с ростом площади поперечного сечения средняя скорость потока при увеличении угла расширения α падает, общий коэффициент сопротивления диффузора, приведенный к скорости в узком (начальном) сечении, становится до определенных пределов α меньшим, чем для такой же длины участка трубы постоянного сечения с площадью, равной начальной площади сечения диффузора.

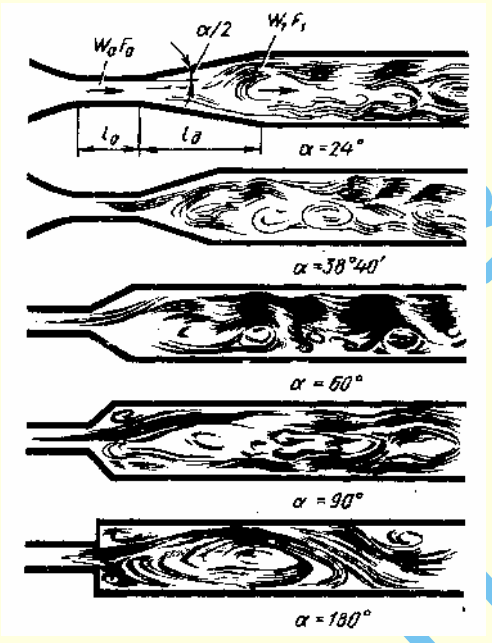


Рис. 1.111. Спектр потока в диффузорах с различными углами расширения при $n_{\text{пл}} = \frac{F_1}{F_0} = 3{,}3$ [250]

Начиная с некоторого угла расширения диффузора заданной длины, дальнейшее увеличение этого угла значительно повышает коэффициент сопротивления, так что он становится во много раз бóльшим, чем для прямой трубы той же длины.

2. Возрастание коэффициента сопротивления диффузора заданной длины с дальнейшим увеличением угла расширения вызывается усиливающимся турбулентным перемешиванием потока, отрывом пограничного слоя от стенки диффузора и связанным с этим сильным вихреобразованием.

Пограничный слой отрывается от стенок (см. рис. 1.111) под воздействием положительного градиента давления вдоль диффузора, возникающего вследствие падения скорости при увеличении поперечного сечения (согласно уравнению Бернулли).

3. При постоянных условиях течения на входе и постоянной относительной длине $l_д$ или степени расширения диффузора $n_{\text{пл}} = \frac{F_1}{F_0}$ увеличение угла расширения, начиная с $\alpha = 0°$, приводит последовательно к четырем основным режимам течения:

а) устойчивый режим; безотрывное течение («безотрывные» диффузоры);

б) режим с существенно неустановившимся срывом потока, когда размер зоны и интенсивность отрыва изменяются во времени (режим сильно пульсирующих течений, диффузоры с местным отрывом потока);

в) режим полностью развитого отрыва потока, когда основная часть диффузора занята обширной зоной обратной циркуляции (диффузоры со значительным отрывом потока);

г) режим струйного течения, при котором основной поток оторван от стенок диффузора по всему периметру (диффузоры с полным отрывом потока).

4. Начало отрыва в диффузоре зависит как от его геометрических параметров, так и от режима течения (чисел Рейнольдса $\text{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu}$ и Маха $\text{M}_0 = \frac{w_0}{a_1}$) и состояния потока на входе (толщины вытеснения пограничного слоя δ^{*2} или толщины «потери импульса» δ^{**3}, степени турбулентности и т. п.). Опыты И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [282] показывают, что при наличии конического диффузора с углом α = 4°, помещенного как непосредственно за плавным коллектором (нет проставки: $\frac{l_0}{D_0} = 0$ и толщина вытеснения пограничного слоя на входе $\delta_0^* \approx 0$), так и далеко за ним (имеется прямая проставка: $\frac{l_0}{D_0} \neq 0$ и $\delta_0^* \neq 0$), не наблюдается отрыва потока на всей длине диффузора даже на длине, соответствующей сечению с отношением площадей $n_x = \frac{F_x}{F_0} = 16$ (рис. 1.112). «Размывание» потенциального ядра (ядра постоянных скоростей), наличие которого определяет длину «начального участка диффузора», т. е. участка с нестабилизированным течением, и соответствующее

---

[1] Основными геометрическими характеристиками диффузоров с прямыми стенками являются угол расширения α, степень расширения $n_{\text{пл}} = \frac{F_1}{F_0}$ и относительная длина $\frac{l_д}{D_0}$. Эти величины связаны между собой соотношениями: для конического диффузора $\frac{l_д}{D_0} = \frac{n_{\text{пл}} - 1}{2\,\text{tg}\frac{\alpha}{2}}$, для плоского диффузора $\frac{l_д}{a_0} = \frac{n_{\text{пл}} - 1}{2\,\text{tg}\frac{\alpha}{2}}$.

[2] $\delta^* = \int_0^{\delta}\left(1 - \frac{w}{w_я}\right)dy$;

[3] $\delta^{**} = \int_0^{\delta}\frac{w}{w_я}\left(1 - \frac{w}{w_я}\right)dy$, где $w_я$–скорость в потенциальном ядре или по оси потока.

Задачник по гидравлике

«вытягивание» всего профиля скорости в случае $\frac{l_0}{D_0}=0$ заканчиваются примерно при $n^x = 6 \div 8$. За этим сечением, т. е. на участке стабилизированного течения (на котором пограничный слой заполняет все сечение), начинается заметное выравнивание вытянутого профиля скорости.

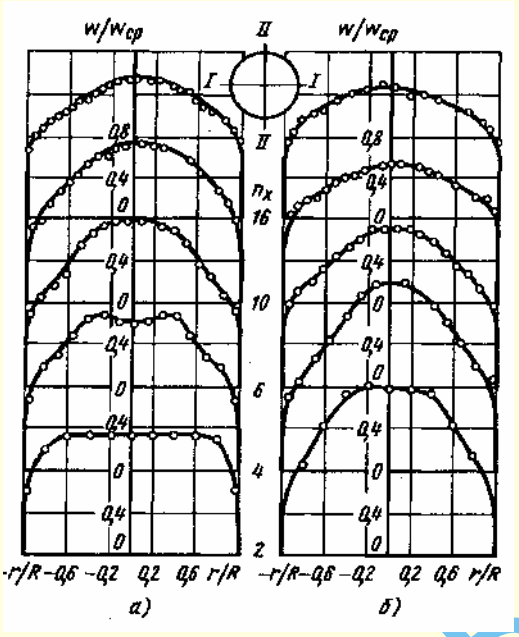


Рис. 1.112. Поля скоростей по диаметру *II – II* различных сечений (различных n_x) конического диффузора при $\alpha = 4°$ и $Re = (4 \div 5) \cdot 10^5$ [282]: *а* — $\frac{l_0}{D_0}=0$; *б* — $\frac{l_0}{D_0}=20$

5. При наличии прямой проставки $\left(\frac{l_0}{D_0}\neq 0\right)$ длина начального участка диффузора (с ядром постоянный скоростей) сокращается. Например, при $\frac{l_0}{D_0}=20$ и $\alpha = 4°$ ядро сохраняется только до $n_x = 4$ (см. рис. 1.112). В соответствии с этим профили скорости в целом в первых сечениях начального участка получаются значительно более вытянутыми, чем при $\frac{l_0}{D_0}=0$. В последующих сечениях за начальным участком ($n^x \geq 6$) профили скорости при $\frac{l_0}{D_0}\neq 0$ становятся более выровненными, чем при $\frac{l_0}{D_0}=0$, что может быть объяснено интенсификацией турбулентного перемешивания потока.

6. По мере увеличения α (до 10 – 14°), согласно тем же опытам, величина n_x, при которой еще сохраняется ядро постоянных скоростей, увеличивается (так как длина диффузора при том же n_x уменьшается). Вместе с тем при указанных углах расширения и определенных длинах $\frac{l_0}{D_0}$ появляется отрыв потока даже при сохранении ядра постоянных скоростей (рис. 1.113–1.115).

7. Для практических целей область безотрывных диффузоров, как пространственных, так и плоских, можно с определенной точностью выделить с помощью рис. 1.116. Кривые *1* и *2* на рис. 1.116 построены на основании обобщения результатов многочисленных опытов [184, 282, 864]. Кривые разделяют всю область $\alpha = f(n_x)$ на две части: безотрывных диффузоров (область *I*) и отрывных диффузоров (область *II*). Кривая *1* относится к более благоприятным условиям входа $\left(\frac{l_0}{D_0}\approx 0;\ \delta_0^*\approx 0\right)$. Кривая *2* относится к случаю установки диффузора за длинным входным участком, при котором $\frac{\delta_0^*}{D_0}$ 0 .

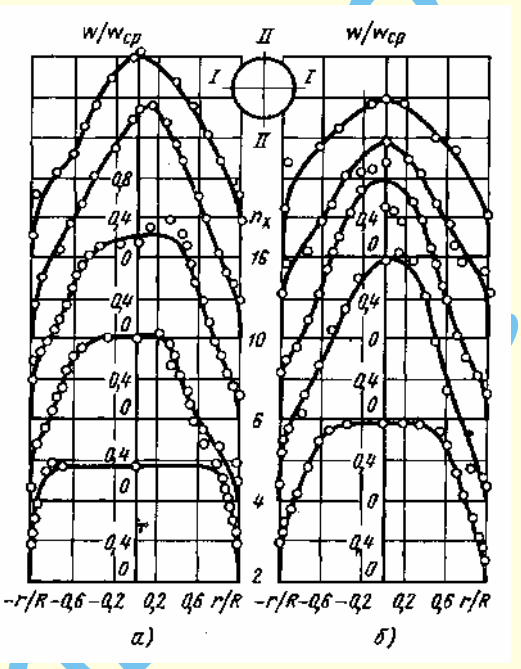


Рис. 1.113. Поля скоростей по диаметру *I – I* различных сечений (различных n_x) конического диффузора при $\alpha = 8°$ и $Re = (4 \div 5) \cdot 105$ [282]: *а* — $\frac{l_0}{D_0}=0$; *б* — $\frac{10}{D_0}=10$

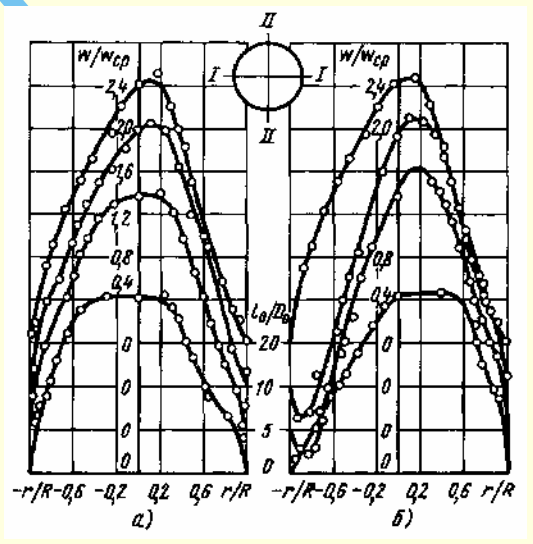


Рис. 1.114. Поля скоростей в коническом диффузоре при $\alpha = 10°$ по сечению $n_x = 4$ при $Re = (4 \div 5) \cdot 10^5$ и различных $\frac{l_0}{D_0}$ [282]:

а — диаметр *I — I*; *б* — диаметр *II — II*

Справочник гидравлика

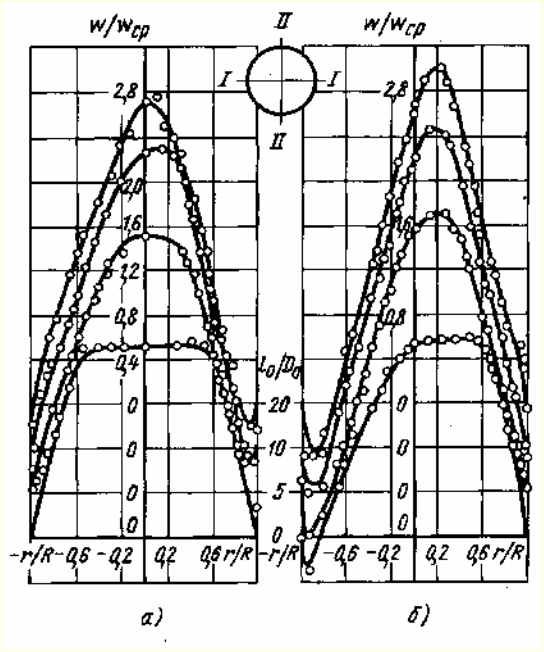


Рис. 1.115. Поля скоростей в коническом диффузоре при α = 14° по сечению $n_x = 4$ при Re = (4÷5) · 10^5 и различных $\frac{l_0}{D_0}$ [282]:
а — диаметр *I — I*; *б* — диаметр *II — II*

8. Отрыв потока от стенок диффузоров с углами расширения примерно до α = 40° начинается, как правило, не по всему периметру сечения, а в той области, где по тем или иным причинам (несимметрия диффузора, несимметричность профиля скоростей на входе и т. п.) скорость потока в пристеночном слое меньше, чем в других областях сечения. Как только отрыв произошел на одной стороне диффузора, дальнейшее повышение статического давления вдоль диффузора прекращается или ослабляется, и отрыв потока от поверхности диффузора на противоположной стороне уже не возникает. Это обстоятельство обусловливает несимметричное распределение скоростей по сечениям диффузоров (см. рис. 1.111 и 1.115).

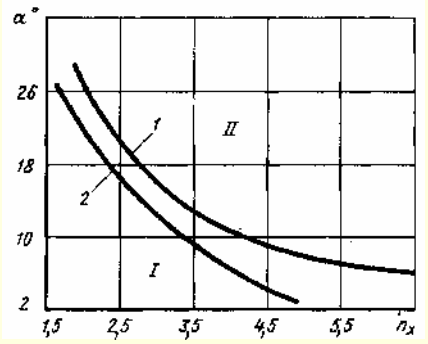


Рис. 1.116. Области отрыва потока в диффузорах:
$1 — \frac{l_0}{D_0} \approx 0$; $2 — \frac{l_0}{D_0} \geq 0$ [282, 864]

9. В симметричном диффузоре с симметричным профилем скоростей на входе отрыв потока от стенки возникает попеременно то на одной, то на другой стороне диффузора (рис.1.117), что приводит к значительным колебаниям потока в целом.

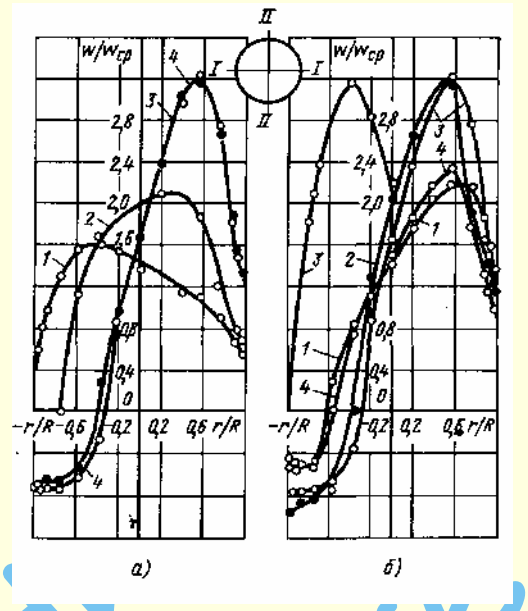


Рис. 1.117. Поля скоростей в коническом диффузоре при α = 20° по сечению $n_x = 4$ при Re = (4÷5) · 10^5 и различных $\frac{l_0}{D_0}$ [282]:
а — диаметр *I — I*; *б* — диаметр *II — II*; *1* — $\frac{l_0}{D_0} = 0$; *2* — $\frac{l_0}{D_0} = 5$; *3* — $\frac{l_0}{D_0} = 10$; *4* — $\frac{l_0}{D_0} = 20$

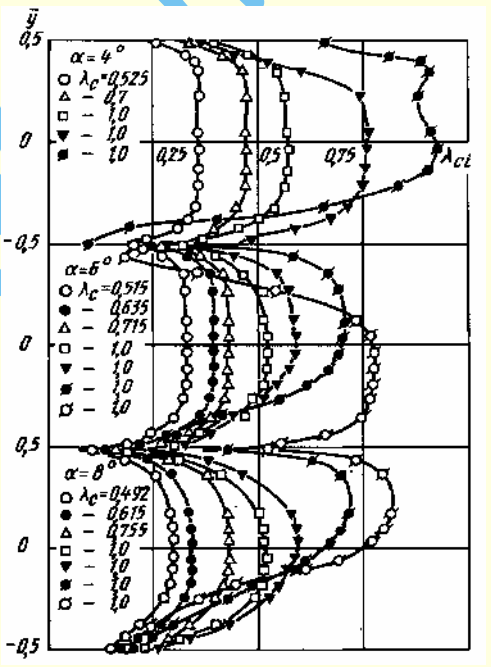


Рис. 1.118. Профили относительной скорости в выходном сечении плоских диффузоров при β = 0 и α = 4; 6 и 8°; λ_c — относительная скорость на выходе из диффузора

10. На рис.1.118 показаны профили относительных скоростей $\lambda_{ci} = \frac{w_i}{a_{кр}}$ на выходе из плоских диффузоров с углами расширения α, равными 4; 6 и 8° и $\frac{l_0}{D_0} = 5{,}8$ как для звуковых скоростей течения, так и для сверхзвуковых в начальной части диффузора (по опытам Е. Л. Бедржицкого [62]). До некоторого значения p_k^* в камере наддува (перед входом в

Справочник гидравлика

прямой входной участок), соответствующего образованию в начальной части диффузора местной сверхзвуковой зоны, не наблюдается отрыва потока от стенок диффузора (отрыв «из-под скачка»), и поле скоростей на выходе из диффузора остается равномерным. Однако, начиная с некоторого положения скачка уплотнения, замыкающего местную сверхзвуковую зону, происходит отрыв и резкое возрастание неравномерности поля скоростей в выходном сечении диффузора.

11. Коэффициенты сопротивления диффузоров $\zeta_д = \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$, как и структура потока в них и отрывные явления, зависят от многих параметров, основные из которых – угол расширения α (для диффузоров с прямолинейными стенками); степень расширения $n_{п1} = \dfrac{F_1}{F_0}$; форма поперечного сечения; форма образующей; толщина пограничного слоя (толщина потери импульса) на входе; форма профиля скоростей на входе; степень турбулентности потока на входе; режим течения (число Рейнольдса Re) как в пограничном слое, так и в основном потоке; сжимаемость потока (число Маха M_0).

12. Влияние числа Рейнольдса на коэффициенты сопротивления диффузоров различно для разных углов расширения. В случае безотрывных диффузоров характер зависимостей $\zeta_д = f(\mathrm{Re})$ близок к характеру зависимости $\lambda = f(\mathrm{Re})$ прямых труб: значения $\zeta_д$ падают монотонно с ростом Re (рис. 1.119).

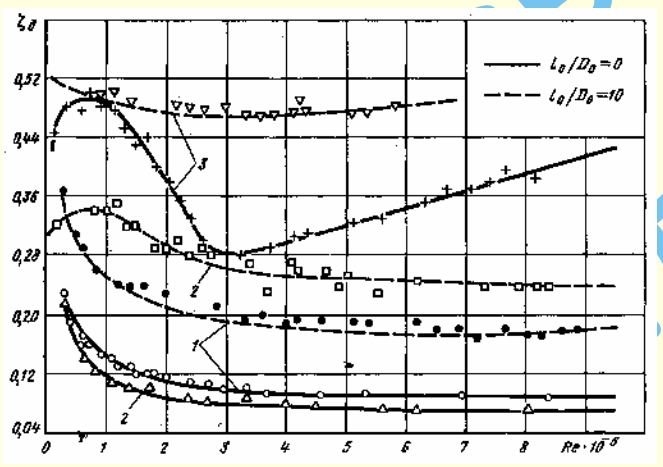


Рис. 1.119. Зависимость коэффициента сопротивления $\zeta_д$ конического диффузора от числа Re при $n_{п1} = 4$ и различных α и $\dfrac{l_0}{D_0}$ [282]: *1* — α = 4°; *2* — α = 10°; *3* — α = 30°

С увеличением угла расширения диффузоров зависимость $\zeta_д$ от Re усложняется (см. рис. 1.119), так как начинает сказываться влияние отрыва потока от стенки канала.

13. При установке диффузоров не только с малыми, но и с достаточно большими углами α непосредственно за плавным коллектором $\left(\dfrac{l_0}{D_0} = 0\right)$ течение в пограничном слое диффузора на некотором расстоянии за входом сохраняется ламинарным даже при числах Re общего потока, существенно больших критического числа $\mathrm{Re}_{кр}$. Это обусловливает, как и для λ прямых труб, более глубокое падение с увеличением Re коэффициента сопротивления безотрывных диффузоров и диффузоров с местным отрывом потока (α < 14°), чем если бы оно получилось при полностью турбулентном режиме в пограничном слое на всей длине диффузора.

14. При наличии прямой проставки достаточной длины между плавным коллектором и диффузором: 1) дополнительно турбулизируется пограничный слой в начале диффузора (рис. 1.120); 2) увеличивается толщина пограничного слоя (и соответственно «вытягиваются» профили скорости) уже на входе в диффузор (см. график *б* диаграммы 1.8.3–1).

Оба эти фактора оказывают противоположное действие на сопротивление диффузора.

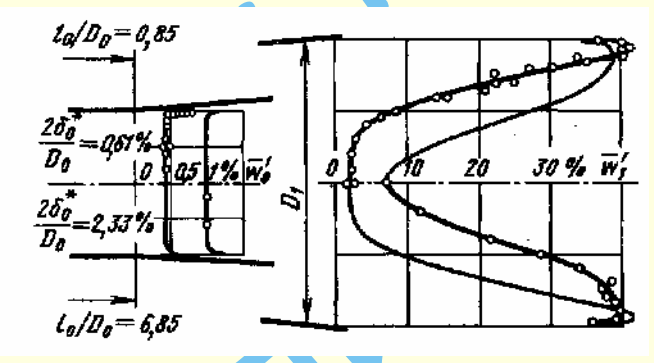


Рис. 1.120. Изменение продольной пульсационной скорости $\bar{w}' = \dfrac{w'}{w_0}$ во входном сечении диффузора с изменением относительной длины прямого входного участка $\dfrac{l_0}{D_0}$ [1004, 1012]

15. При длине прямой проставки примерно до $\dfrac{l_0}{D_0} \approx 10$ преобладающим является первый фактор. При бóльших значениях $\dfrac{l_0}{D_0}$ влияние первого фактора стабилизируется, в то время как влияние второго фактора продолжает несколько расти. В итоге при дальнейшем увеличении $\dfrac{l_0}{D_0}$ устанавливается постоянное влияние этого параметра (постоянство отношения $k_д = \dfrac{\zeta_{д l_0>0}}{\zeta_{д l_0=0}}$, учитывающего влияние предшествующих диффузору прямых или фасонных участков) или даже некоторое снижение его влияния на сопротивление безотрывных диффузоров.

16. Утолщение пограничного слоя на входе в диффузор способствует более раннему появлению неустойчивости пристеночного слоя, периодическому срыву отдельных вихрей. Чем больше угол расширения диффузора, тем сильнее это явление, пока при определенных значениях α не происходит полный отрыв потока от стенок. Все это, в свою очередь, повышает общее сопротивление диффузора.

17. Для диффузоров с большими углами расширения, при которых поток полностью отрывается от стенок (α > 14°), влияние числа Рейнольдса и условий входа на изменение коэффициента сопротивления обусловливается несколько иными факторами, а именно: перемещением точки отрыва вдоль

стенок диффузора и изменением толщины срывной зоны вместе с изменением режима течения в пограничном слое.

18. Указанные обстоятельства определяют сложный характер кривой сопротивления отрывных диффузоров, помещенных непосредственно за плавным коллектором, т. е. при $\frac{l_0}{D_0} = 0$. При очень малых Re (рис.1.121) увеличение этого числа приводит сначала к резкому падению коэффициента $\zeta_п$[1], пока он не достигнет определенного минимума (участок *А,* рис. 1.121*а*), затем $\zeta_п$ начинает резко возрастать до максимальной величины, которая наступает в пределах Re = = (0,8÷1,4) · 10^5 (участок *Б*). За этим максимумом начинается новое резкое падение $\zeta_п$ (кризис сопротивления), пока при Re ≈ 3,3 · 10^5 не достигается второй минимум значений $\zeta_п$ (участок *В*). После этого минимума коэффициент $\zeta_п$ начинает опять вначале сравнительно резко (участок *Г*), затем незначительно (участок *Д*) возрастать с увеличением Re.

19. Участок *А* кривой *1* (см. рис. 1.121*а*) соответствует безотрывному ламинарному течению, когда коэффициент сопротивления обратно пропорционален числу Рейнольдса, а участок *Б* — развитию отрыва ламинарного пограничного слоя. Максимум $\zeta_п$ отвечает полному ламинарному отрыву, который происходит наиболее близко к входному сечению диффузора. При ламинарном режиме зона отрывного течения получается наиболее обширной как вследствие ее поперечных размеров, так и вследствие протяженности (рис. 1.121*б,* область α), а живое сечение основного потока наименьшим, отсюда и максимум потерь давления.

20. Резкое падение $\zeta_п$ на участке *В* кривой *1* (см. рис. 1.121*а*) соответствует началу кризиса, когда оторвавшийся ламинарный слой переходит в турбулентный. При этом режиме толщина слоя уменьшается, и вследствие усиленного турбулентного перемешивания поток снова присоединяется к стенке. Тем самым точка отрыва (в данном случае уже турбулентного) перемещается вниз по потоку. Зона отрыва при этом значительно уменьшается, а живое сечение потока соответственно увеличивается (см. рис. 1.121*б,* область β), что и приводит к резкому снижению коэффициента сопротивления диффузора.

21. Дальнейшее увеличение коэффициента сопротивления $\zeta_п$ в закритической области (участки *Г* и *Д*, рис. 1.121*а*) объясняется некоторым обратным перемещением точки турбулентного отрыва вверх по потоку (рис. 1.121*б,* область γ). Такое перемещение в диффузоре может происходить под влиянием сил инерции, которые возрастают с увеличением Re.

22. Характер кривых зависимости $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ для отрывных диффузоров меняется в зависимости от условий входа. В частности, наличие перед диффузором прямой проставки даже относительно небольшой длины $\left(\frac{l_0}{D_0} = 2\right)$ турбулизирует и одновременно утолщает пограничный слой на входе в диффузор уже при достаточно малых Re. При этих условиях, с одной стороны, в пределах 0,4 · 10^5 < Re < 2,3 · 10^5 уменьшается максимум $\zeta_п$, а с другой, при Re > 2,3 · 10^5 значения $\zeta_п$ в целом увеличиваются (см. кривые *2*, *3* и *4* на рис. 1.121*а*). Последнее связано с некоторым перемещением точки турбулентного отрыва вверх по потоку (по направлению к входу диффузора), вызванным утолщением пограничного слоя. Такой же эффект может быть достигнут любой искусственной турбулизацией потока перед входом в диффузор.

23. При углах расширения диффузоров α > 30° влияние прямой проставки перед диффузором начинает резко падать и при α ≥ 60° практически исчезает. При очень больших α отрыв потока начинается уже настолько близко от входного сечения диффузора, что дальнейшее перемещение назад точки отрыва становится, естественно, невозможным.

24. Прямая проставка перед диффузором создает на входе в него симметричный профиль скорости с максимумом в центре и пониженными скоростями у стенок («выпуклая» форма).

Если перед диффузором установить фасонную часть трубопровода или какое-либо препятствие, создающие на входе в него неравномерный профиль скорости с пониженными скоростями в центре и повышенными у стенок («вогнутая» форма), то воздействие такого профиля на сопротивление диффузора будет противоположным влиянию профиля выпуклой формы, а именно: при малых углах α сопротивление диффузора будет возрастать, а при больших α, возможно, будет несколько понижаться по сравнению с сопротивлением при равномерном поле скоростей на входе.

25. Шероховатость внутренней поверхности диффузоров при определенных пределах углов и степени расширения, как показали опыты и расчеты Л. Н. Войтович и Г. Н. Емельяновой [103], повышает их сопротивление. Наибольший прирост сопротивления вследствие шероховатости происходит при малых углах расширения (рис. 1.122).

26. На сопротивление диффузоров влияют условия входа. С увеличением толщины пограничного слоя перед диффузорами (например, вследствие увеличения длины прямой проставки $\frac{l_0}{D_0}$) относительный прирост коэффициента сопротивления $\frac{\zeta_{п.ш} - \zeta_{п.г}}{\zeta_{п.г}}$ из-за шероховатости резко уменьшается (см. рис. 1.122). В основном это проявляется с увеличением угла и степени расширения диффузора, т. е. в случае течения с отрывом потока.

27. Во всех случаях шероховатость существенно влияет только на начальном участке диффузора, соответствующем степени расширения $n_x \le 1{,}5$, т.е. там, где пограничный слой имеет еще малую толщину, так что высота бугорков превосходит толщину вязкого подслоя. С увеличением толщины вязкого подслоя вдоль по течению влияние шероховатости уменьшается.

28. Структура потока в диффузорах прямоугольного сечения и характер кривых сопротивления в основном такие же, как и для конических диффузоров. Однако на условия течения в диффузорах прямоугольного сечения дополнительно накладывается влияние углов поперечных сечений, что, с одной стороны, способствует более раннему отрыву потока от стенки. В результате в таких диффузорах сопротивление получается почти всегда выше, чем в конических. С другой стороны, несколько уменьшается влияние проставки, так что относительное возрастание коэффициента сопротивления при увеличении $\frac{l_0}{D_0}$ в таких диффузорах получается меньшим, чем в конических.

[1] В качестве примера рассматривается диффузор, установленный на выходе из сети, для которого $\zeta_п$ представляет собой коэффициент полного сопротивления (учитывающего и потери динамического давления на выходе). Аналогичное явление наблюдается и в диффузорах, помещенных в сети, т. е. для коэффициента $\zeta_д$.

Справочник по гидравлике

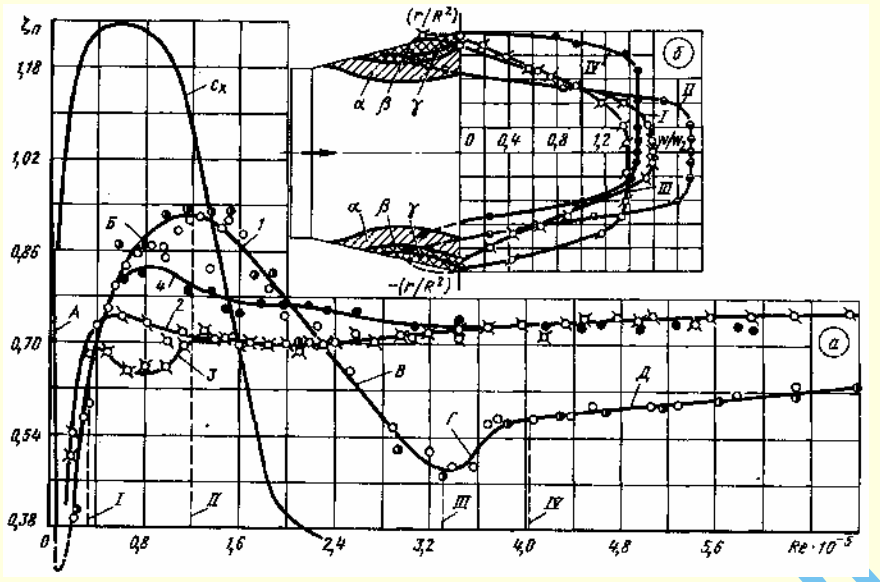


Рис. 1.121. Зависимость $\zeta_{\text{п}} = f_1(\text{Re})$ и $c_x = f_2(\text{Re})$ (*а*) и поля скоростей по сечению $n_x = 2$ в коническом диффузоре при α = 30°, $n_{п1} = 2$ и $\frac{l_1}{D_1} = 0$ (*б*) [282]: *I* — Re = 0,3 · 10^5; *II*(α) — Re = 1,2 · 10^5; *III*(β) — Re = 3,3 · 10^5; *IV*(γ) — Re = 4 · 10^5; *1* — $\frac{l_0}{D_0} = 0$; *2* — $\frac{l_0}{D_0} = 2$; *3* — $\frac{l_0}{D_0} = 3$ с турбулизатором; *4* — $\frac{l_0}{D_0} = 20$

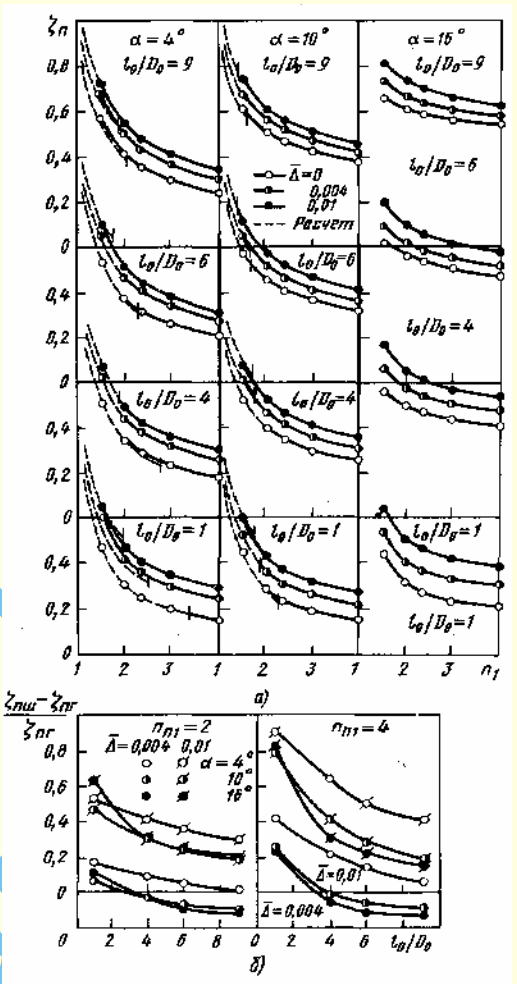


Рис. 1.122. Зависимость сопротивления диффузоров от шероховатости $\bar{\Delta}$ [103]: *а* — $\zeta_{\text{п}} = f\left(n_{\text{п1}}, \alpha, \frac{l_0}{D_0}, \bar{\Delta}\right)$; *б* — $\frac{\zeta_{\text{п.ш}} - \zeta_{\text{п.г}}}{\zeta_{\text{п.г}}} = f\left(\frac{l_0}{D_0}, n_{\text{п1}}, \bar{\Delta}\right)$

29. Сопротивление плоских диффузоров (расширение сечения в одной плоскости) при одинаковых углах и степенях расширения заметно меньше, чем в диффузорах с расширением сечения в двух плоскостях, и во многих случаях даже несколько меньше, чем в конических. При одинаковых углах и степенях расширения плоские диффузоры соответственно длиннее, чем конические и прямоугольные с расширением в двух плоскостях. Отсюда получается более плавное изменение сечения, меньший градиент давления вдоль потока и слабее отрыв потока от стенок.

30. Если течение в диффузорах безотрывное, то все его характеристики, в том числе и коэффициент сопротивления, могут быть рассчитаны с помощью методов теории пограничного слоя. Наиболее обстоятельные результаты с помощью этих методов получены А. С. Гиневским, Е. Е. Солодкиным, А. В. Колесниковым и др. [40, 103, 134 – 140, 184, 216, 562 – 566].

31. Расчетная формула сопротивления, полученная методом теории пограничного слоя для начального участка (участка с ядром постоянной скорости) диффузоров, работающих в сети [с учетом потерь на выравнивание потока в прямом выходном участке — на основании формулы (1.218), но без трения], имеет вид [134]

$$\zeta_{\text{д}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{n_{\text{п1}}^2} + \frac{1}{n_{\text{п1}}^2\left(1-\Delta_1^*\right)^3} - \frac{2\left(1-\Delta_1^*-\Delta_1^{**}\right)}{n_{\text{п1}}^2\left(1-\Delta_1^*\right)^2} - \frac{\Delta_0^{***}}{\left(1-\Delta_0^*\right)^3},$$

где для конического диффузора

$$\Delta^* = 2\frac{\delta^*}{R_x} - \left(\frac{\delta^*}{R_x}\right)^2; \quad \Delta^{**} = 2\frac{\delta^{**}}{R_x} - \left(\frac{\delta^{**}}{R_x}\right)^2;$$

$$\Delta^{***} = 2\frac{\delta^{***}}{R_x} - \left(\frac{\delta^{***}}{R_x}\right)^2;$$

δ^* и δ^{**} — см. сноску на с. 185; $\delta^{***} = \int_0^{\delta_{\text{т}}} \frac{w}{w_{\text{я}}}\left[1 - \left(\frac{w}{w_{\text{я}}}\right)^2\right] rdr$ — толщина потери энергии; R_x — радиус текущего сечения $(x - x)$ диффузора; $\delta_{\text{т}}$ — толщина пограничного слоя; индекс 0 относится к начальному сечению диффузора, а индекс 1 — к конечному.

Зависимости $\frac{\delta^*}{R_x}$, $\frac{\delta^{**}}{R_x}$ и $\frac{\delta^{***}}{R_x}$ от относительной длины конического диффузора $\frac{l_{\text{д}}}{R_x}$ и углов расширения α приведены на рис. 1.123. Аналогичные зависимости получены [40] для плоских диффузоров.

Справочник гидравлика

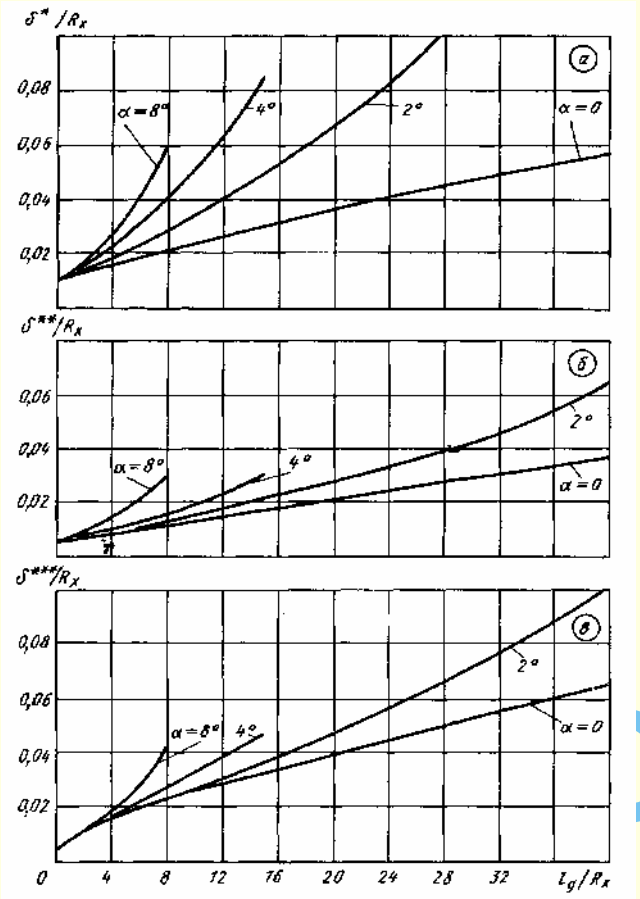


Рис. 1.123. Зависимость толщин пограничного слоя в доотрывных конических диффузорах от их относительной длины при различных углах расширения, $\mathrm{Re} = 5 \cdot 10^4$ и $\Delta_0 = 0{,}02$ [103]:

$$а — \frac{\delta^*}{R_x} = f\left(\frac{l_д}{R_x}, \alpha\right); \; б — \frac{\delta^{**}}{R_x} = f\left(\frac{l_д}{R_x}, \alpha\right); \; в — \frac{\delta^{***}}{R_x} = f\left(\frac{l_д}{R_x}, \alpha\right)$$

32. На диаграммах 1.8.3–1 – 1.8.3–5 приведены общие коэффициенты сопротивления ζ, полученные на основе опытов И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [279–283] с диффузорами, установленными внутри сети, при различных формах сечения (конические, квадратного сечения, плоские) в зависимости от основных геометрических параметров (α, n_1), условий входа $\left(\frac{l_0}{D_0} \geq 0\right)$ и режима течения (числа Re).

33. Общий коэффициент сопротивления диффузора, установленного внутри сети, в общем случае (при любых условиях входа)

$$\zeta_{l_0>0} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta_{д l_0=0}, \qquad (1.243)$$

где $\zeta_{д l_0}$ – общий коэффициент сопротивления диффузора при $\frac{l_0}{D_0} = 0$ (см. диаграмму 1.8.3–1); $\zeta_{д l_0>0}$ – коэффициент сопротивления диффузора при наличии перед ним прямого участка или фасонной части.

34. При несимметричном распределении скоростей за различными фасонными частями, дроссельными устройствами и т. п. для практических расчетов можно частично пользоваться значениями $k_д$, приведенными на диаграммах 1.8.3–1 (п. 3) и 1.8.3–19 (п. 2). Данные по п. 3 диаграммы 1.8.3–1 получены на основании обработки результатов исследований конического диффузора, помещенного за отводами с различными геометрическими параметрами [1022], а по п. 2 диаграммы 1.8.3–19 – на основании исследований кольцевых диффузоров, впереди которых искусственно создавалось различное распределение скоростей с помощью специальных сеток [861].

35. Данные, приведенные на диаграммах 1.8.3–1 – 1.8.3–5, учитывают одновременное влияние параметров Re и $\lambda_0 = \frac{w_0}{a_{кр}}$. Вообще, эти параметры взаимно влияют на характеристики диффузоров [141]. Однако при отсутствии отрыва и больших числах Re это взаимное влияние незначительно. Сжимаемость потока наиболее проявляется при малых числах Re в области кризисного падения сопротивления.

Для практических расчетов, ввиду отсутствия достаточных данных для учета взаимного влияния указанных параметров, этим влиянием можно пренебречь, тем более что во многих практических случаях Re и λ_0 изменяются одновременно.

36. Для инженерных расчетов иногда удобно применять условный метод разделения общих потерь в диффузоре Δp на две части[1]: $\Delta p_{тр}$ – потери на трение по длине диффузора и $\Delta p_{расш}$ – местные потери, связанные с расширением сечения. Соответственно общий коэффициент сопротивления диффузора $\zeta_д$ делится условно на коэффициент сопротивления трения $\zeta_{тр}$ и коэффициент сопротивления расширения $\zeta_{расш}$:

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{тр} + \zeta_{расш}. \qquad (1.244)$$

37. Потери на «расширение» удобно выразить через коэффициент полноты удара [248, 251], представляющий собой отношение потерь на расширение в диффузорах к теоретическим потерям на удар при внезапном расширении сечения ($\alpha = 180°$), т. е.

$$\varphi_{расш} \equiv \frac{\Delta p_{расш}}{\frac{\rho}{2} \cdot \left(w_0^2 - w_1^2\right)}. \qquad (1.245)$$

При равномерном профиле скорости во входном сечении ($k_д = 1{,}0$) и больших числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} \geq 2 \cdot 10^5$) коэффициент полноты удара диффузоров с углами расширения в пределах $0 < \alpha < 40°$ может быть вычислен по предложенной автором формуле [248, 251]

$$\varphi_{расш} \equiv 32 k_д \operatorname{tg}^{1{,}25}\left(\frac{\alpha}{2}\right), \qquad (1.246)$$

где на основании опытов [141, 281, 282]

для конических диффузоров $k_д \approx 1$;

для пирамидальных диффузоров с расширением в двух плоскостях

$k_д = 0{,}66 + 0{,}12\,\alpha$ при $4° < \alpha < 12°$;

$k_д = 3{,}3 - 0{,}03\,\alpha$ при $12° < \alpha < 30°$;

[1] Поскольку такой метод не имеет четкого обоснования, приводимые ниже выражения следует рассматривать как удобные для практических расчетов интерполяционные формулы.

Справочник по гидравлике

для плоских диффузоров

$k_д = 2,0 - 0,03\alpha$ при $4° < \alpha < 12°$;

$k_д = 2,0 - 0,04\,\alpha$ при $12° < \alpha < 20°$, где $\alpha°$.

Коэффициент сопротивления расширения выражается через коэффициент полноты удара:

$$\zeta_{расш} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \varphi_{расш}\left(1-\frac{1}{n_{п1}}\right)^2 = 3,2k_д\,\mathrm{tg}^{1,25}\frac{\alpha}{2}\left(1-\frac{1}{n_{п1}}\right)^2. \qquad (1.247)$$

38. В более обобщенном виде коэффициент сопротивления диффузора может быть вычислен по интерполяционной формуле, полученной Л. К. Чернявским и Н. Н. Гордеевым [699, 700] на основе обработки экспериментальных данных, по коэффициентам сопротивления, приведенным на диаграммах 1.8.3–2, 1.8.3–4 и 1.8.3–5:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{тр} + \zeta_{равн} + \zeta_{нер},$$

где $\zeta'_{тр} = \left(1+\frac{0,5}{1,5^{\bar{x}}}\right)\zeta_{тр}$;

$\zeta_{равн}$ – коэффициент, характеризующий потери на расширение, которые имели бы место в диффузоре при равномерном профиле скорости в его начальном сечении, т. е. при $\bar{l}_0 \equiv \frac{l_0}{D_{г0}} = 0$; $\zeta_{нер}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные потери на расширение, обусловленные неравномерностью профиля скорости в начальном сечении диффузора, т. е. при наличии перед ним прямой проставки длиной l_0.

39. Для конических диффузоров коэффициент сопротивления трения [248, 251]

$$\zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{1}{n_{п1}^2}\right), \qquad (1.248)$$

где λ – в зависимости от числа Re и $\bar{\Delta}$ см. диаграммы 1.7–2 – 1.7–6;

$$\tilde{x} = \int_0^x \frac{dx}{D_0} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d\left(\frac{x}{D_0}\right)}{1+\frac{2x}{D_0}\cdot\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}} = \frac{\ln\left(1+2\bar{x}\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)}{2\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}},$$

где $\bar{x} = \frac{x}{D_0}$;

$$\zeta_{равн} = \Phi\left(1-\frac{1}{n_{п1}}\right)^m, \qquad (1.249)$$

где $\Phi = f(\alpha, \mathrm{Re})$ – аналог коэффициента полноты удара, приведенный на графике *г* диаграммы 1.8.3–2;

$$m = 1,92;\ \zeta_{нер} = 0,044\left(0,345\alpha\right)^a\left[1-\left(0,2n_{п1}+0,8\right)^{-3,82}\right]\left(0,154\bar{l}_0\right)^b\left[2,31\cdot10^{-6}\,\mathrm{Re}_0+0,2+2,54\left(1+0,081\alpha\right)^{-1,51}\right]^c,$$

где $a = \frac{0,924}{\left(1+1,3\cdot10^{-5}\alpha^{3,14}\right)}$;

$$b = \frac{0,3+1,55\cdot1,1^{-\alpha}}{1+1,03\cdot10^{-8}\bar{l}_0^{7,5}};\ c = \frac{1,05}{1+2,3\cdot10^{-6,2}\cdot\mathrm{Re}_0^{11}};$$

$$\mathrm{Re}_0 = \frac{w_0 D_0}{\nu};\ \alpha°.$$

40. Для пирамидальных диффузоров со сторонами входного сечения a_0 и b_0 и с одинаковыми углами расширения в обеих плоскостях коэффициент трения $\zeta_{тр}$ вычисляется по (1.247).

Для пирамидального диффузора с неодинаковыми углами расширения ($\alpha \neq \beta$) в обеих плоскостях [248, 251]

$$\zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{\lambda}{16}\left(1-\frac{1}{n_{п1}^2}\right)\left(\frac{1}{\sin\frac{\alpha}{2}}+\frac{1}{\sin\frac{\beta}{2}}\right). \qquad (1.250)$$

Коэффициент $\zeta_{равн}$ принимают по (1.249), где Ф см. график *в* диаграммы 1.8.3–4; m = 1,76, а коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скорости, т. е. при $\bar{l}_0 > 0$ [699, 700],

$$\zeta_{нер} = 0,024\left(0,625\alpha\right)^s\left[1-\left(2,81n_{п1}-1,81\right)^{-1,04}\right]\times\left(0,303\bar{l}_0\right)^t\left(4,8\cdot10^{-7}\,\mathrm{Re}_0+1,8\right)^u,$$

где $s = \frac{1,06}{1+2,82\cdot10^{-3}\,\alpha^{2,24}}$; $t = \frac{0,73}{1+4,31\cdot10^{-6}\,\bar{l}_0^{7,31}}$;

$u = \frac{1,0}{1+1,1\cdot10^{-30,1}\,\mathrm{Re}_0^{5,62}}$.

Безразмерный гидравлический диаметр диффузора при $a_0 \neq b_0$ ($a_x \neq b_x$) и $\alpha \neq \beta$, а следовательно, при $a_x = a_0 + 2x\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}$ и $b_x = b_0 + 2x\,\mathrm{tg}\frac{\beta}{2}$ равен

$$\bar{D}_{гх} = \frac{D_{гх}}{D_{г0}} = \frac{2\bar{a}_x\bar{b}_x}{\bar{a}_x+\bar{b}_x} = \frac{2\bar{a}_0\bar{b}_0+4\bar{x}\left(\bar{a}_0\,\mathrm{tg}\frac{\beta}{2}+\bar{b}_0\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)+8\bar{x}^2\,\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\,\mathrm{tg}\frac{\beta}{2}}{\bar{a}_0+\bar{b}_0+2\bar{x}\left(\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}+\mathrm{tg}\frac{\beta}{2}\right)},$$

Справочник по гидравлике

где $\bar{a}_x = \frac{a_x}{D_{г0}}$; $\bar{b}_x = \frac{b_x}{D_{г0}}$.

При этом относительная длина диффузора после интегрирования

$$\tilde{x} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{D}_{гх}} = \left[\frac{\bar{a}_0 + \bar{b}_0}{4\bar{a}_0 \operatorname{tg}\frac{\beta}{2} - \bar{b}_0 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} - \right.$$

$$\left. - \frac{\left(\bar{a}_0 \operatorname{tg}\frac{\beta}{2} + \bar{b}_0 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)\left(\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg}\frac{\beta}{2}\right)}{2\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}} \right] \times$$

$$\times \ln \frac{2\bar{a}_0 \bar{x} \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} \operatorname{tg}^2\frac{\beta}{2} + \bar{a}_0 \bar{b}_0 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} \operatorname{tg}\frac{\beta}{2}}{2\bar{b}_0 \bar{x} \operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} \operatorname{tg}\frac{\beta}{2} + \bar{a}_0 \bar{b}_0 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} \operatorname{tg}\frac{\beta}{2}} + \frac{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + \operatorname{tg}\frac{\beta}{2}}{8\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\operatorname{tg}\frac{\beta}{2}} \times$$

$$\times \ln \frac{4\bar{x}^2 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} \operatorname{tg}\frac{\beta}{2} + 2\bar{x}\left(\bar{a}_0 \operatorname{tg}\frac{\beta}{2} + \bar{b}_0 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right) + \bar{a}_0 \bar{b}_0}{\bar{a}_0 \bar{b}_0}.$$

При $\alpha = \beta$

$$\tilde{x} = \frac{1}{4\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \ln \frac{4\bar{x}^2 \operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} + 2\bar{x}\left(\bar{a}_0 + \bar{b}_0\right)\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + \bar{a}_0 \bar{b}_0}{\bar{a}_0 \bar{b}_0}.$$

При $a_0 = b_0$ и $\alpha = \beta$ имеем $\bar{a}_0 = \bar{b}_0 = 1$ и

$$\tilde{x} = \frac{1}{4\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \ln\left(4\bar{x}^2 \operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2} + 4\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} + 1\right).$$

41. Для плоского диффузора со сторонами a_0 и b_0 (где b_0 постоянно по длине) [248, 251]

$$\zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p_{тр}}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{\lambda}{4}\left[\frac{a_0}{b_0}\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}\left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right) + \frac{1}{2\sin\frac{\alpha}{2}}\left(1 - \frac{1}{n_{п1}^2}\right)\right]. \quad (1.251)$$

Практически можно принять

$$\zeta_{тр} = \frac{\lambda}{4\sin\frac{\alpha}{2}} = \left[\frac{a_0}{b_0}\left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right) + 0{,}5\left(1 - \frac{1}{n_{п1}^2}\right)\right]. \quad (1.252)$$

Коэффициент $\zeta_{равн}$ принимается по 1.248, где Ф см. график *в* диаграммы 1.8.3–5, m = 1,64, а коэффициент, учитывающий неравномерность профиля скорости, т. е. при $\bar{l}_0 > 0$ [699, 700],

$$\zeta_{нер} = 0{,}0106\left(0{,}625\alpha\right)^{\frac{1{,}0}{1+4{,}31\cdot10^{-8}\alpha^{4{,}62}}} \times \left\{1 - \left[0{,}658\left(n_{п1} - 1\right) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + 1\right]^{-1{,}79}\right\}\left(0{,}303\bar{l}_0\right)^{\frac{0{,}75}{1+6{,}32\cdot10^{-6}\bar{l}_0^{7{,}11}}} \times$$

$$\times\left(1{,}65\cdot10^{-5}\,\mathrm{Re}_0 + 1{,}4\right)^{\frac{1{,}0}{1+6{,}4\cdot10^{-12{,}9}\,\mathrm{Re}_0^{2{,}37}}}.$$

Безразмерный гидравлический диаметр диффузора при

$a_x = a_0 + 2x\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$ и $b_x = b_0$

$$\bar{D}_{гх} = \frac{2\bar{a}_x \bar{b}_x}{\bar{a}_x + \bar{b}_x} = \frac{2\left(\bar{a}_0 + 2\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)\bar{b}_0}{\bar{a}_0 + \bar{b}_0 + 2\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}$$

и относительная длина диффузора

$$\tilde{x} = \int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{D}_{гх}} = \frac{\bar{a}_0 + \bar{b}_0}{2\bar{b}_0}\int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{a}_0 + 2\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} + \frac{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{\bar{b}_0}\int_0^{\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{a}_0 + 2\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} =$$

$$= \frac{\bar{a}_0\left(1 - \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right) + \bar{b}_0}{4\bar{b}_0 \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \ln\left(\frac{\bar{a}_0 + 2\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{\bar{a}_0}\right) + \frac{\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{\bar{b}_0}.$$

При $a_0 = b_0$

$$\tilde{x} = \frac{2 - \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}{4\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} \ln\left(1 + 2\bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right) + \bar{x}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}.$$

42. При $\alpha \le 40 \div 50^{\circ}$ коэффициент полноты удара $\varphi_{расш}$ получается меньшим единицы (см. рис. 1.122). Это показывает, что потери в диффузоре меньше, чем потери на удар при внезапном расширении ($\alpha = 180°$). При углах $\alpha = 50 \div 90°$ величина $\varphi_{расш}$ становится несколько большей единицы, т. е. потери в диффузоре возрастают по сравнению с потерями на удар. Начиная $\alpha = 90°$ до $\alpha = 180°$, величина $\varphi_{расш}$ уменьшается, приближаясь к единице; это означает, что потери в диффузоре становятся близкими к потерям при внезапном расширении, поэтому если за диффузором не предполагается получить равномерное распределение скоростей потока по сечению, нецелесообразно применять диффузоры с углами расширения $\alpha > 40 \div 50^{\circ}$.

Если же из условия ограниченности габаритов требуется очень короткий переходный участок, то применительно к сопротивлению этот участок можно осуществить с внезапным расширением ($\alpha = 180°$).

43. Если за переходным участком необходимо иметь равномерный профиль скорости и для этого предполагается установить направляющие лопатки, разделительные стенки или решетки (сетки, насадки), то следует предпочесть применение любого диффузора. даже с очень большим углом расширения ($\alpha > 50°$), использованию внезапного расширения ($\alpha = 180°$).

44. Так как плавное расширение сечения трубы с прямолинейными стенками при малых углах расширения приводит вначале к уменьшению потерь давления по сравнению с потерями в трубе постоянного сечения той же длины, а при больших углах расширения опять к повышению этих потерь, то существует, очевидно, оптимальный угол, при котором потери будут минимальными [см. кривые $\zeta_д = f(\alpha)$ диаграмм 1.8.3–2, 1.8.3–4, 1.8.3–5].

45. Минимум коэффициента сопротивления ζ_{min} конических диффузоров наблюдается практически в пределах ($\alpha_{опт} = 4 \div 12°$ и зависит главным образом от степени расширения $n_{п1}$ и относительной длины $\frac{l_0}{D_0}$: чем меньше $n_{п1}$, тем больше $\alpha_{опт}$, при котором достигается этот минимум

Справочник по гидравлике

(см. график *а* диаграммы 1.8.3–2); параметр $\frac{l_0}{D_0}$, наоборот, уменьшает значения $\alpha_{опт}$.

Для прямоугольных (квадратных) диффузоров верхний предел $\alpha_{опт}$ получается значительно меньше (~7°). При этом влияние $\frac{l_0}{D_0}$ на уменьшение $\alpha_{опт}$ в данном случае еще значительнее (см. диаграмму 1.8.3–4).

Для плоских диффузоров оптимальный угол расширения, при котором достигается минимум потерь давления, наблюдается практически в пределах $\alpha_{опт}$ = 6÷12° (см. диаграмму 1.8.3–5).

46. Во многих практических случаях важно восстановить максимально возможное статическое давление при минимальной длине диффузора даже путем больших потерь энергии в нем.

Теоретически, чем больше отношение площадей $n_{п1}$ или относительная длина $\frac{l_д}{D_0}$ при данном угле расширения, тем выше коэффициент восстановления статического давления $\eta_д$ диффузора:

$$\eta_д = \frac{p_1 - p_0}{\rho w_0^2 / 2}. \qquad (1.253)$$

47. На основании уравнений Бернулли, неразрывности и выражения (1.253) получается следующая связь между коэффициентом восстановления давления и коэффициентом сопротивления диффузора, установленного внутри сети:

$$\eta_д = N_0 - N_1\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2 - \zeta_д, \qquad (1.254)$$

где

$$N_0 = \frac{1}{F_0}\int_{F_0}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 dF;$$

$$N_1 = \frac{1}{F_1}\int_{F_1}\left(\frac{w}{w_1}\right)^3 dF.$$

Если пренебречь неравномерностью распределения скоростей во входном и выходном сечениях диффузора, т. е. принять $N_0 = N_1 = 1{,}0$ (что для практических расчетов часто допустимо), то

$$\eta_д = 1 - \frac{1}{n_{п1}^2} - \zeta_д. \qquad (1.255)$$

Аналогичная связь получается с коэффициентом полного сопротивления диффузора, установленного на выходе из сети:

$$\eta_д = 1 - \zeta_д.$$

48. Иногда эффективность диффузора характеризуют коэффициентом полезного действия (КПД), представляющим собой отношение действительного прироста статического давления к идеальному приросту (без потерь):

$$\eta_{1д} = \frac{p_1 - p_0}{(p_1 - p_0)_{ид}} = \frac{p_1 - p_0}{\frac{N_0 \cdot \rho w_0^2}{2} - \frac{N_1 \cdot \rho w_1^2}{2}}, \qquad (1.256)$$

где $(p_1 - p_0)_{ид}$ – разность статических давлений в сечениях 1 – 1 и 0 – 0 для идеального диффузора (без потерь).

Связь между КПД и коэффициентом сопротивления диффузора, установленного внутри сети, выражается формулой

$$\eta_{1д} = 1 - \frac{\zeta_д}{N_0 - N_1 / n_{п1}^2};$$

при $N_0 = N_1 = 1$

$$\eta_{1д} = 1 - \frac{\zeta_д}{1 - 1/n_{п1}^2}.$$

Аналогичная связь получается с коэффициентом полного сопротивления диффузора, установленного на выходе из сети:

$$\eta_{1п} = \frac{(1 - \zeta_п)}{1 - 1/n_{п1}^2}.$$

49. Вследствие отрыва потока от стенок диффузора с большой степенью расширения и значительной неравномерностью распределения скоростей по сечению эффективное отношение площадей $n_{п1}$, при котором достигается максимально возможное восстановление статического давления (вследствие уменьшения скорости потока), значительно меньше, чем это было бы в идеальном диффузоре (без отрыва и потерь и с равномерным распределением скоростей по сечению). Это позволяет в тех случаях, когда геометрические размеры диффузора (отношение площадей $n_{п1}$, длина $l_д$) не ограничены какими-либо условиями (не заданы), применять диффузоры с оптимальной степенью расширения $\left[(n_п)_{опт}\right.$ и $\left.\left(\frac{l_д}{D_0}\right)_{опт}\right]$, при которой $\eta_д$ достигает возможного для данных условий входа (толщины пограничного слоя или длины $\frac{l_0}{D_0}$) абсолютного максимума[1].

50. Значения $\eta_{д\,max}$, $S_д$, $(n_п)_{опт}$ и $\left(\frac{l_0}{D_0}\right)$ для диффузоров круглого и прямоугольного сечений, а также для плоских диффузоров, полученные с помощью (1.254) и использования диаграмм 1.8.3–1 – 1.8.3–5, приведены в табл. 1.44 (см. стр. 206). Пределы геометрических параметров диффузоров даны в той же последовательности, как для $\eta_{д\,max}$ и $\zeta_д$.

51. Коэффициенты восстановления статического давления в диффузорах с заданными геометрическими параметрами могут быть определены по зависимости $\eta_д$ от $n_{п1}$ для различных углов расширения α и условий входа $\left(\frac{l_0}{D_0}\right)$, приведенных на рис. 1.124 – 1.126 (кривые получены на основании диаграмм 1.8.3–1 – 1.8.3–5 для $Re > 4 \cdot 10^5$).

[1] Поскольку окончательное выравнивание скоростей и давлений по сечению происходит не непосредственно за диффузором, а на некотором расстоянии на прямом участке за ним, то и указанный максимум восстановления статического давления достигается на некотором расстоянии за диффузором (практически на расстоянии до $2D_1$, где D_1 – диаметр выходного сечения диффузора; для плоского диффузора вместо D_1 следует принимать широкую сторону выходного сечения, т. е. $2a_1$).

Справочник по гидравлике

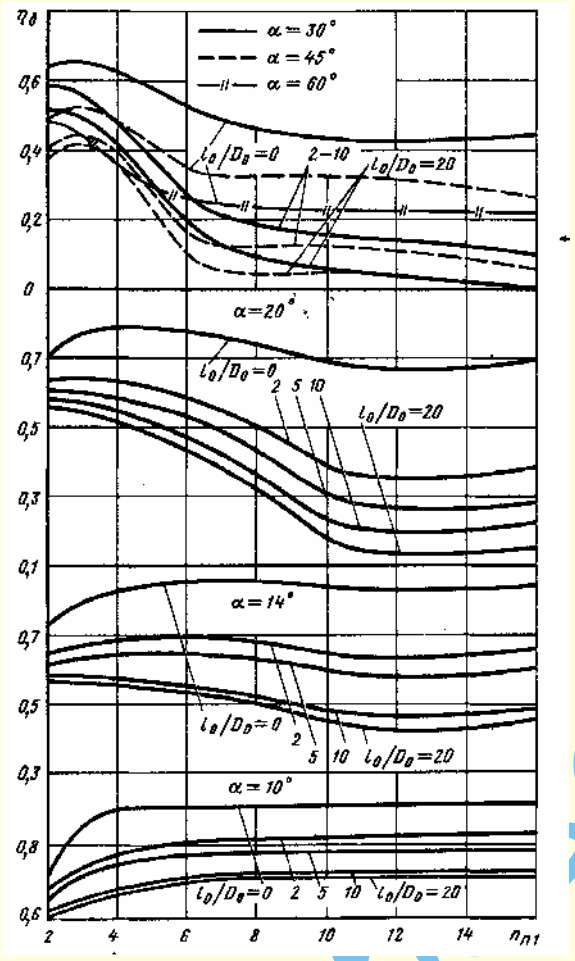


Рис. 1.124. Зависимость $\eta_д$ от $n_{п1}$ для конического диффузора

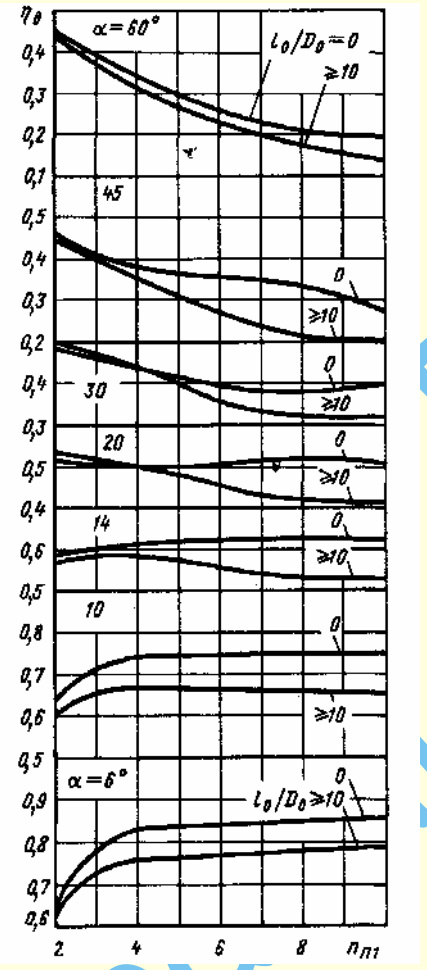


Рис. 1.125. Зависимость $\eta_д$ от $n_{п1}$ для диффузора прямоугольного (квадратного) сечения

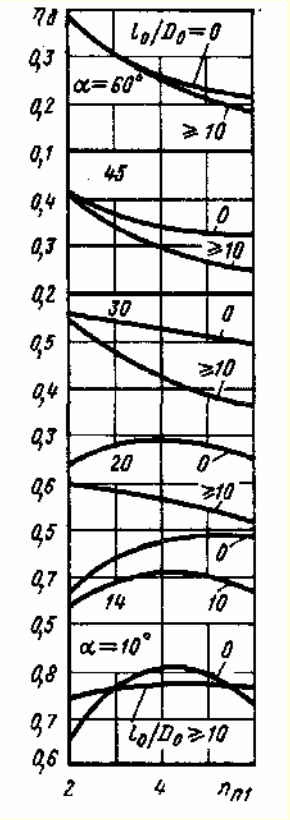


Рис. 1.126. Зависимость $\eta_д$ от $n_{п1}$ для плоского диффузора

52. На рис. 1.127 и 1.128 приведены данные [893] для конических диффузоров с углом расширения α = 10° в виде зависимости $\eta'_{1д}$ – КПД диффузора, вычисленного по формуле, аналогичной (1.250), и соответственно коэффициента сопротивления $\zeta'_д$, вычисленного как отношение разности полных давлений в сечениях *0 – 0* и *1 – 1* к разности динамических давлений в тех же сечениях, т. е.

$$\zeta'_д \equiv \frac{p_0^* - p_1^*}{N'_0 \cdot \frac{\rho_0 w_0^2}{2} - N'_1 \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2}},$$

от параметров $n_{п1}$, $\frac{\delta^*}{D_0}$ и M_0.

Здесь N'_0 и N'_1 – коэффициенты неравномерности распределения параметров потока по сечениям *0 – 0* и *1 – 1*; M_0 – число Маха в сечении *0 – 0*. Связь между числом Маха и приведенной скоростью λ_0 см. табл. 1.31.

53. Данные по коэффициентам $\eta'_{1д}$ и $\zeta'_д$ получены при числе Рейнольдса $Re = 2 \cdot 10^5 \div 1{,}7 \cdot 10^6$, числе Маха при дозвуковых скоростях в пределах от $M_0 = 0{,}2$ до наступления режима запирания потока и при сверхзвуковых скоростях в пределах $M_0 = 1{,}2 \div 1{,}4$.

Между величинами $\zeta'_д$ и $\eta'_{1д}$ существует связь

$$\zeta'_д = 1 - \eta'_{1д}.$$

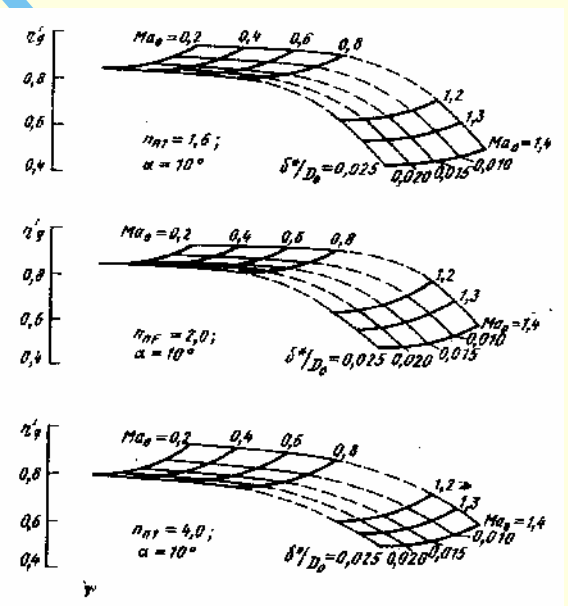


Рис. 1.127. Зависимость КПД диффузора $\eta'_{1д}$ с α = 10° от числа Маха (M_0), условий входа $\left(\frac{\delta^*}{D_0}\right)$ и степени расширения ($n_п$) [893]

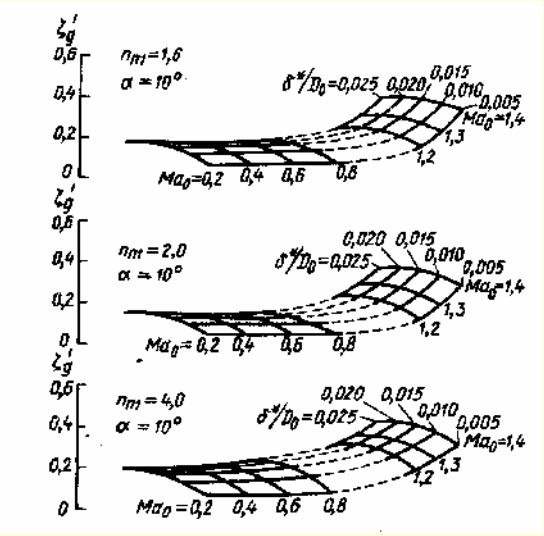


Рис. 1.128. Зависимость коэффициента сопротивления $\zeta'_д$ диффузора α = 10° от числа Маха (M_0), условий входа $\left(\frac{\delta^*}{D_0}\right)$ и степени расширения ($n_п$) [893]

54. Наиболее подробные данные в виде зависимости коэффициента восстановления $\bar{p}_0 \equiv \frac{p_1^*}{p_0^*}$ полного давления p_1^* на выходе из конических диффузоров в долях полного давления (торможения) p_0^* в их узком сечении (*0 – 0*) от чисел λ_0 и Re приведены на диаграмме 1.8.3–3. Зависимости $\bar{p}_0 = f(\lambda_0, \mathrm{Re})$ (по опытам И. Е. Идельчика и Я. Л. Гинзбурга [142, 279–282]) даны для углов расширения α = 4 ÷ 14°, степени расширения $n_{п1} = 2 \div 16$ и относительной длины $\frac{l_0}{D_0} = 0 \div 10$.

При скоростях, близких к звуковой, зависимость $\bar{p}_0$ от λ_0 вырождается в вертикальные прямые (см. диаграмму 1.8.3–3). Это объясняется наступлением в диффузоре режима запирания потока, при котором происходит скачок уплотнения. Чем больше относительная длина прямого входного участка, тем раньше, т. е. при тем меньших значениях λ_0, наступает режим запирания.

55. Связь между коэффициентом сопротивления диффузора и коэффициентом полного давления может быть получена на основании следующей формулы [135]:

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2} = \frac{k+1}{k}\cdot\frac{1}{\lambda_0^2}\ln\frac{1}{\bar{p}_0},$$

где ρ_0^* – плотность заторможенного потока во входном сечении диффузора.

Для диффузоров с небольшими углами расширения, при которых потери давления невелики [3],

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2} = \frac{k+1}{k}\cdot\frac{1}{\lambda_0^2}(1-\bar{p}_0);$$

отсюда

$$\bar{p}_0 = 1 - \frac{k}{k+1}\lambda_0^2\zeta_д,$$

где $\lambda_0 \equiv \frac{w_0}{a_{кр}}$; $a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_0^*}$; ρ_0^* – плотность заторможенного потока во входном сечении диффузора; T_0^* – температура заторможенного потока в том же сечении.

56. На диаграмме 1.8.3–6 приведены коэффициенты восстановления полного давления $\bar{p}_0$ и коэффициенты гидравлического сопротивления $\zeta_д$ плоского пятиканального дозвукового диффузора при следующих геометрических параметрах: α, равном 8; 12; 16°; $\bar{l}_0$, равном 3,23; 6,45; 9,68; $n_{п1} = 6{,}45$; $\mathrm{Re} = (0{,}6 \div 4)\cdot 10^5$.

57. При очень малых числах Рейнольдса (по крайней мере в пределах $1 < \mathrm{Re} < 30 \div 50$) коэффициент сопротивления диффузоров описывается тем же уравнением, что и при внезапном расширении [36]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}}.$$

При этом величина A является функцией как угла, так и степени расширения:

$$A = f(\alpha, n_{п1}).$$

При α ≤ 40°

$$A = \frac{20 n_{п1}^{0,33}}{(\mathrm{tg}\alpha)^{0,75}}$$

58. При больших скоростях потока газа удобнее оперировать не коэффициентом сопротивления, а коэффициентом восстановления полного давления p_1^* в конце диффузора, взятого в долях полного давления (торможения) p_0^* в его узком сечении (*0 – 0*):

$$\bar{p}_0 = \frac{p_1^*}{p_0^*}.$$

59. Наличие за диффузором сопротивления, равномерно распределенного по сечению (сетка, решетка, насадка, калорифер и т. п.), упорядочивает поток как в диффузоре, так и в канале за ним. При этом потери в диффузоре несколько уменьшаются. Однако суммарные потери в диффузоре и решетке (сетке и пр.) изменяются мало.

Для прямолинейных диффузоров с углами расширения α до 40÷60° и особенно для криволинейных диффузоров эти потери остаются равными сумме потерь, взятых отдельно для диффузора и решетки [248, 250, 251], т. е.

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{б.р} = \frac{\zeta_р}{n_{п1}^2},$$

где $\zeta_{б.р.} \equiv \frac{\Delta p_{б.р.}}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициент сопротивления диффузора без решетки, определяемый, как ζ, по соответствующим диаграммам параграфа 1.8.3;

$\zeta_р \equiv \frac{\Delta p_р}{\rho w_р^2/2}$ – коэффициент сопротивления решетки (сетки, насадки и пр.), приведенный к скорости потока перед ее фронтом, определяемый, как ζ, по соответствующим диаграммам параграфа 1.8.6.

60. Условия протекания потока в коротких диффузорах (с большими углами расширения) могут быть значительно улучшены, а сопротивление уменьшено, если предупредить в них отрыв потока или ослабить вихреобразование.

Справочник по гидравлике

К основным мероприятиям, способствующим улучшению течения в диффузорах, относятся (рис. 1.129): отсасывание (рис. 1.129*а*) и сдувание (рис. 1.129*б*) пограничного слоя; установка направляющих лопаток (дефлекторов, рис. 1.129*в*) и разделительных стенок (на всю длину диффузора, рис. 1.129*г* или укороченных, рис. 1.129*д*); применение криволинейных стенок (рис. 1.129*е*, *ж* и *з*), ступенчатых стенок (ступенчатые диффузоры, рис. 1.129*л*) и предотрывных диффузоров (рис. 1.129*и*); совмещение вдува с применением профилированного доотрывного участка диффузора (диффузор Гриффита, рис. 1.129*м*, см., например, [466]); устройство поперечного оребрения (рис. 1.129*к*).

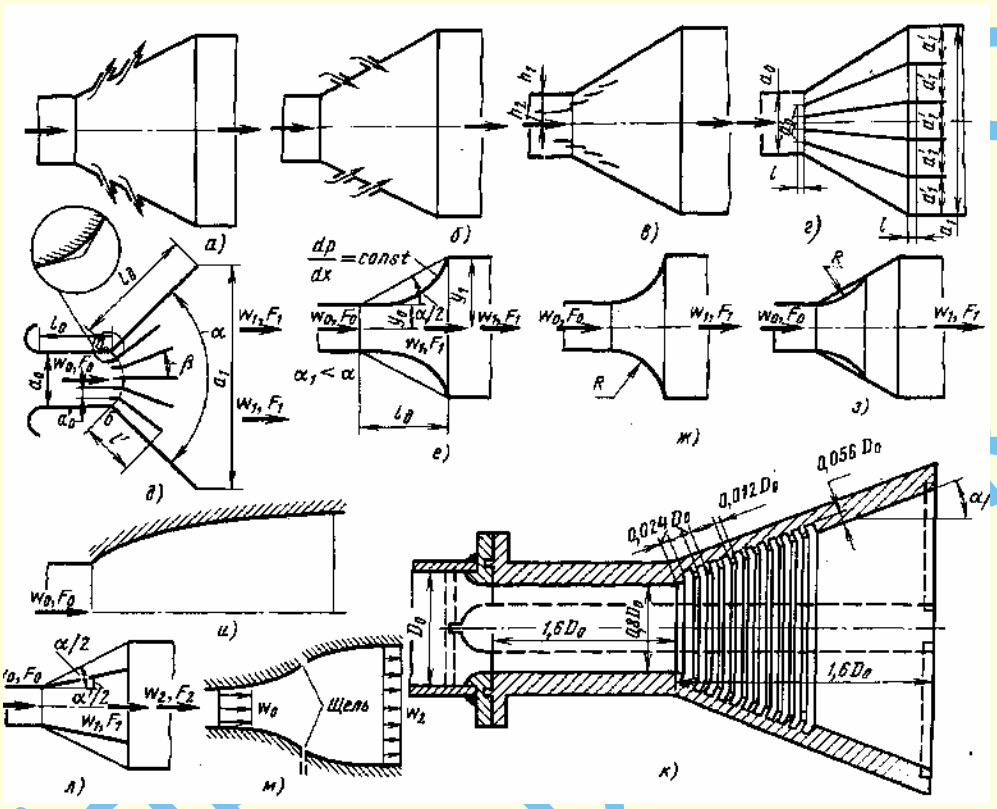


Рис. 1.129. Схемы способов улучшения работы коротких диффузоров

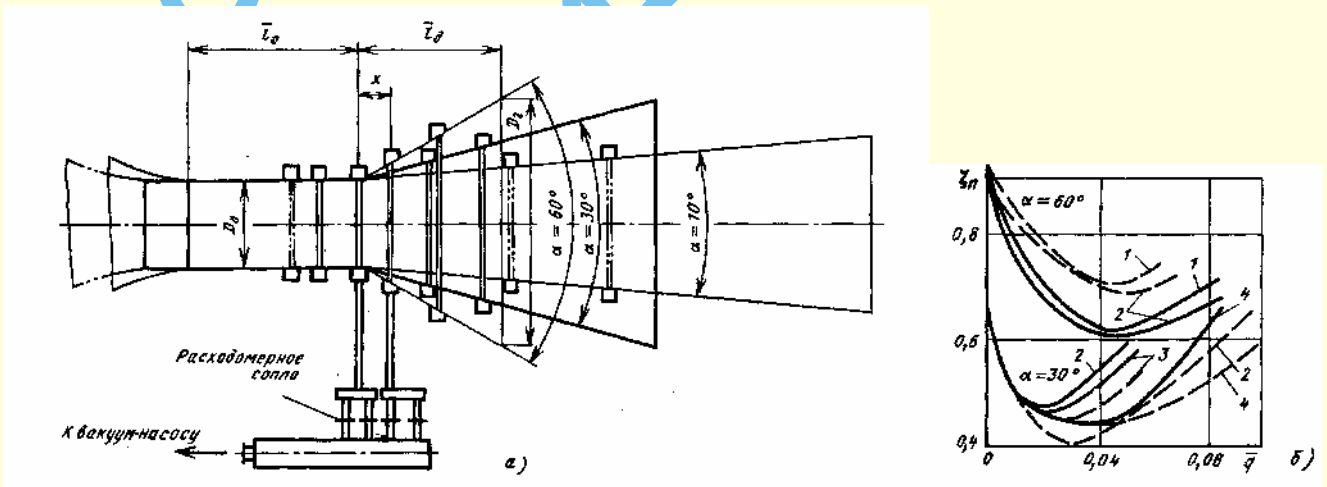


Рис. 1.130. Схема отсасывания пограничного слоя (*а*) и зависимость $\zeta_п$ от относительного расхода $\bar{q}$ (*б*) [660]:
сплошная линия – при отсасывании потока через щель в начальном сечении диффузора ($\bar{x} = 0$);
штриховая – при одновременном отсасывании через две щели в сечениях $\bar{x} = 0$ и $\bar{x}_1 = 0{,}78D_0$ при α = 30°;
$\bar{x} = 0$ и $\bar{x}_1 = 0{,}35D_0$ при α = 60°; *1* — $n_{п1} = 8$; *2* — $n_{п1} = 4$; *3* — $n_{п1} = 3$; *4* — $n_{п1} = 2$

61. При отсасывании пограничного слоя (см. рис. 1.129*а*) оторвавшаяся от стенки часть потока вновь прилипает к поверхности, вследствие чего зона отрыва отодвигается вниз по потоку, течение становится более плавным, а сопротивление уменьшается.

Сдувание пограничного слоя (см. рис. 1.129*б*) увеличивает скорость потока вблизи стенок. В этом случае зона отрыва также перемещается вниз по потоку.

62. Эффективность отсасывания пограничного слоя зависит от отношения расхода q отсасываемой среды через щели в боковых стенках диффузора к общему расходу Q этой среды через диффузор (от коэффициента расхода $\bar{q} = \frac{q}{Q}$ и относительного расстояния от щели до входного сечения диффузора. При $\bar{q}$ = 0,02÷0,03 сопротивление диффузора снижается на 30÷40%. При этом собственные потери в системе отсоса для указанных $\bar{q}$ сравнительно невелики [658, 660].

63. На рис. 1.130 приведены результаты опытов М. О. Франкфурта [660] по определению значений $\zeta_п$ конических диффузоров, работающих на выхлоп, с углами расширения α = 30° и 60° и степенью расширения $n_{п1}$ = 2÷8 в зависимости от степени отсоса $\bar{q} = \frac{q_{отс}}{Q}$ и местоположения отсасывающей щели $\bar{x}_i = \frac{x_i}{D_0}$ при Re = (3,7÷4,8) 10^5. Здесь $\zeta_п$ учитывает и потери в системе отсоса. Для α = 30° оптимальная степень отсоса находится в пределах $\bar{q}$ = 0,02 ÷ 0,03. При этом наименьшие потери получаются в случае применения комбинированного отсоса через щели – на расстоянии $\bar{x}_0 = 0$ и $\bar{x}_1 = \frac{x_1}{D_0} = 0{,}78D_0$. Для α = 60° оптимальная степень отсоса наблюдается при $\bar{q}$ = 0,04. Наименьшие потери получаются, если щель отсоса расположена в начальном сечении диффузора ($\bar{x}_0 = 0$).

64. В случае сдувания пограничного слоя в конических диффузорах с большими углами расширения α (30° и 60°) оптимальным является нулевое местоположение ($\bar{x}_0 = 0$) щели сдува [662]. Эффективность диффузора со сдуванием зависит от относительной площади сечения щели $\bar{f}_s = \left(\frac{f_s}{n_s}\right)F_0$, где $n_s = \frac{F_s}{F_0}$; f_s – площадь сечения щели; F_s – площадь попереченого сечения диффузора в месте соединения пограничного слоя. Зависимость коэффициента $\zeta_п$ (учитывающего и затраты энергии на сдувание) от относительного расхода на сдувание при различных значениях $\bar{f}_s$ и степени расширения диффузора $n_{п1}$ для α = 30° и 60° приведена на рис. 1.131. Оптимальная степень сдувания находится в пределах $\bar{q}$ = 0,04÷0,12; при этом она не зависит от величины $n_{п1}$. Значение $\zeta_п$ может быть уменьшено путем сдувания пограничного слоя в 2 – 3 раза, или при одинаковых $\zeta_п$ во столько же раз может быть уменьшена длина диффузора. Последнее подтверждается рис. 1.132, на котором приведена зависимость минимального коэффициента $\zeta_{п\,min}$ от $\bar{f}_s$ при различных α.

65. Направляющие лопатки (дефлекторы) отклоняют часть потока с бóльшими скоростями из средней области диффузора к его стенкам, в зону отрыва (см. рис. 1.129*в*). В результате зона отрыва уменьшается или полностью устраняется. Наибольший эффект от применения дефлекторов достигается при больших углах расширения. Так, при α_1 = 90÷180° коэффициент сопротивления уменьшается почти в 2 раза.

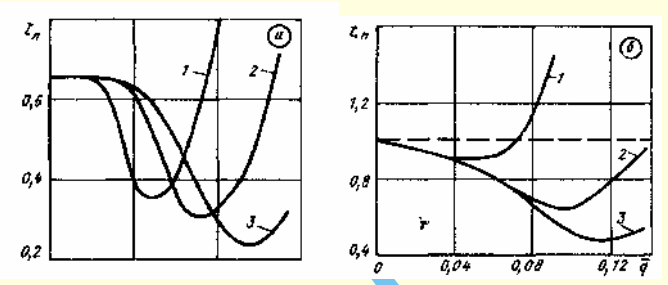


Рис. 1.131. Зависимость $\zeta_п$ от $\bar{q}$ при сдувании пограничного слоя [662]:
а — α = 30°, $n_{п1}$ = 3÷8: *1* — $\bar{f}_s$ = 0,03; *2* — $\bar{f}_s$ = 0,06; *3* — $\bar{f}_s$ = 0,08; *б* — α = 60°; $n_п$ = 4 и 8: *1* — $\bar{f}_s$ = 0,03; *2* — $\bar{f}_s$ = 0,06; *3* — $\bar{f}_s$ = 0,08

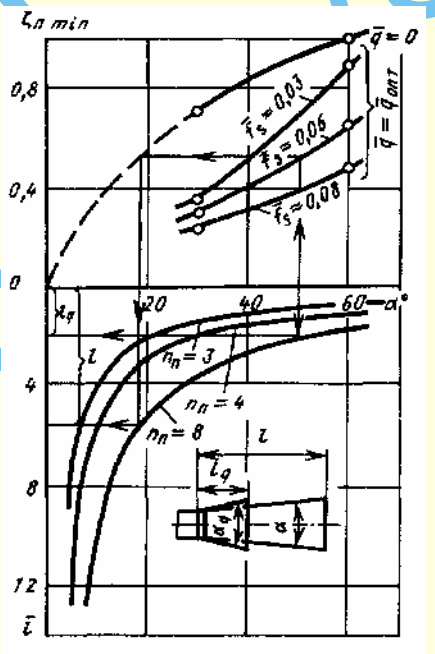


Рис. 1.132. Сводная зависимость минимальных потерь полного давления от площади щели при различных углах раскрытия диффузора и сдувании пограничного слоя [662]

Для установки дефлекторов (лопаток) в диффузоре можно сформулировать несколько общих правил:

а) лопатки нужно помещать перед углом расширения у входа в диффузор и за ним (см. рис. 1.129*в*), причем число лопаток необходимо увеличивать по мере роста угла расширения;

б) каналы между лопатками и стенками должны, как правило, сужаться, однако для больших углов расширения можно получить удовлетворительные результаты и при расширяющихся каналах. Потоку необходимо дать возможность расширяться в каналах у стенок так же, как в центральном канале;

в) для угла расширения α = 90° относительное расстояние $\frac{h_1}{h_2}$ = 0,95; для α = 180° $\frac{h_1}{h_2}$ = 1,4 (см. рис. 1.129*в*);

Справочник гидр

г) лопатки должны иметь малую кривизну и могут быть сделаны из листового металла с постоянными кривизной и хордой;

д) хорда лопаток может составлять 20÷25% диаметра или высоты сечения диффузора;

е) наиболее выгодный угол наклона лопаток можно выбрать, устанавливая их сначала одна за другой впритык и затем поворачивая каждую лопатку на некоторый угол, пока не будет получено минимальное сопротивление диффузора.

66. Разделительные стенки делят диффузор с большим углом расширения на ряд диффузоров с меньшими углами (см. рис. 1.129*г*). Этим достигается как уменьшение сопротивления, так и более равномерное распределение скоростей по сечению [254].

Эффективность разделительных стенок тем значительнее, чем больше общий угол расширения диффузора. При сравнительно малых углах расширения разделительные стенки могут повысить сопротивление диффузора, так как увеличивается общая поверхность трения.

Подбор и построение разделительных стенок на всю длину диффузора с большими углами расширения проводится следующим образом:

а) число z разделительных стенок берется в зависимости от угла расширения α; см. табл. 1.42.

Таблица 1.42

α°	30	45	60	90	120
z	2	4	4	6	8

б) разделительные стенки располагаются так, чтобы расстояния a_0' между ними на входе в диффузор были строго одинаковыми, а a_1' на выходе из него – примерно одинаковыми;

в) перед входом в диффузор и после выхода из него разделительные стенки выступают параллельно оси диффузора; длина l выступающих участков должна быть соответственно не менее $0{,}1a_0$ и $0{,}1a_1$.

67. Правила построения диффузора с укороченными стенками (лопатками) по схеме рис. 1.129*д* таковы [648]:

а) по рис. 1.133 находят $\Delta\theta_{опт}$ (угол между продолжением линии внешней стенки диффузора и линией смещения «источника» M^*, т. е. точки, в которой сходятся продолжения линий всех лопаток, рис. 1.134);

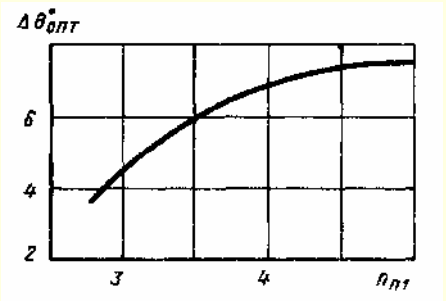


Рис. 1.133. Зависимость угла $\Delta\theta_{опт}$ от степени расширения; $n_{п1}$ [648]

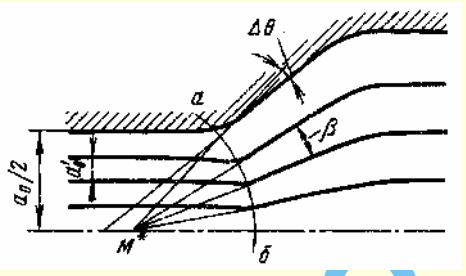


Рис. 1.134. Схема расположения разделительных лопаток в диффузоре [648]

б) вычисляют фиктивный угол расширения диффузора

$$\alpha^* = \alpha + 2\Delta\theta_{опт},$$

где α и α^* – в градусах, и вычерчивают дугу a – $б$ окружности, соединяющую углы изгиба стенок диффузора (линия перехода потока в горловине к потоку, следующему «радиально» из источника M^*) по радиусу

$$r = \frac{3a_0}{2\alpha_р^*},$$

где a_0 – ширина горловины диффузора;

($\alpha_р^* = 0{,}01745\ \alpha^*$ – фиктивный угол расширения диффузора, рад;

в) определяют число лопаток так, чтобы угол расширения каналов между ними

$$\beta = \frac{\alpha^*}{z+1} \approx 7 \div 10°,$$

откуда

$$z = \frac{\alpha^*}{7 \div 10} - 1;$$

г) находят относительную длину $\frac{l'}{a_0'}$ лопаток в зависимости от β (см. рис. 1.129*д*, табл. 1.43):

Таблица 1.43

β°	7	8	9	10	12
$\frac{l'}{a'}$	20	16	12	10	9

д) ширину входа в диффузор делят на (z + 1) равных частей и лопатки располагают радиально, начиная с точек пересечения линий деления с линией перехода a – $б$; длину лопаток откладывают от линии перехода (см. рис. 1.129*д*);

е) лопатки в зоне передних кромок изгибают с тем, чтобы обеспечить плавный переход из горловины в расширяющуюся часть канала;

ж) если диффузоры сравнительно короткие и длина лопаток превышает длину диффузора, лопатки можно укоротить до отношения $\frac{l'}{l_д} = 0{,}6$;

з) если нужно уменьшить число лопаток, например, вследствие того, что ширина входного сечения мала и можно ожидать эффекта стеснения, следует уменьшить длину лопатки, поскольку угол расширения β при этом увеличивается.

Справочник по гидравлике

68. В диффузоре с криволинейными стенками (см. рис. 1.129*е*) при которых площадь сечения возрастает в начале медленнее, чем в конце, градиент давления изменяется более плавно; этим ослабляется основная причина отрыва потока и, следовательно, основной источник потерь; удачным является такой диффузор, в котором при потенциальном потоке соблюдается постоянство градиента давления $\left(\frac{dp}{dx} = \text{const}\right)$ вдоль канала.

При углах расширения α = 25÷90° потери в таких диффузорах уменьшаются по сравнению с прямолинейными на 40%. При этом, чем больше угол расширения в указанных пределах, тем значительнее уменьшаются потери [248].

При малых углах расширения (α < 15÷20°) потери в криволинейных диффузорах становятся даже бóльшими, чем в прямолинейных. Поэтому криволинейные диффузоры целесообразно применять только при бóльших углах расширения.

Уравнение образующей криволинейного диффузора круглого (и квадратного) сечения для $\left(\frac{dp}{dx} = \text{const}\right)$ (см. рис. 1.129*е*) имеет вид

$$y = \frac{y_1}{\sqrt[4]{1 + \left[\left(\frac{y_1}{y_0}\right)^4 - 1\right]\frac{x}{l_д}}}.$$

Уравнение образующей для плоского диффузора

$$y = \frac{y_1}{\sqrt{1 + \left[\left(\frac{y_1}{y_0}\right)^2 - 1\right]\frac{x}{l_д}}}.$$

Коэффициент сопротивления криволинейного диффузора при $\frac{dp}{dx}$ = const в пределах $0{,}1 < \frac{F_0}{F_1} < 0{,}9$ может быть вычислен по приближенной формуле, основанной на данных опытов [248]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \varphi_0 \left(1{,}43 - \frac{1{,}3}{n_{п1}}\right)\left(1 - \frac{1}{n_{п1}}\right)^2,$$

где φ_0 – коэффициент, зависящий от относительной длины криволинейного диффузора (см. диаграмму 1.8.3–8).

69. Заметное снижение сопротивления достигается также в «радиусных» диффузорах, в которых образующие целиком [746] или частично [283] выполнены по дуге окружности (см. рис. 1.129*ж* и *з*).

Коэффициенты сопротивления диффузоров с частичным округлением образующих и эквивалентными углами α = 45° и α = 60° близки к ζ для более длинного диффузора с α = 30° без округления. Это означает, что вместо прямолинейного диффузора с α = 30° выгодно применять более короткие диффузоры с эквивалентными углами α = 45÷60°, но со скруглением. Длина таких диффузоров меньше диффузора с α = 30° на 40÷50%.

70. Эффективны также диффузоры с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя («предотрывные» диффузоры), приближенный метод расчета которых дан А. С. Гиневским и Л. А. Бычковой [85, 136]. Такие диффузоры имеют вначале (после входа) колоколообразную форму, переходящую затем в участок с прямолинейными стенками (см. рис. 1.129*к*). При этом в диффузорах круглого сечения на этом участке полный угол расширения α = 4°, а в плоских диффузорах α = 6°. Предотрывный диффузор является диффузором минимальной длины с безотрывным течением.

71. Совмещение вдувания с применением профилированного доотрывного участка (диффузор Гриффита, рис. 1.129*л*) еще больше снижает потери давления и уменьшает длину диффузора.

72. Сопротивление снижается значительно (в 2 раза и более) при поперечном оребрении диффузора (см. рис. 1.129*м*) [434, 435]. Одновременно с понижением сопротивления выравнивается профиль скорости по сечению диффузора. Все это обусловливается тем, что макроотрыв потока от стенок заменяется системой мелких отрывов (рис. 1.135), причем наилучший эффект для диффузора круглого сечения будет при α = 40÷45°. Пример оребрения показан на рис. 1.135.

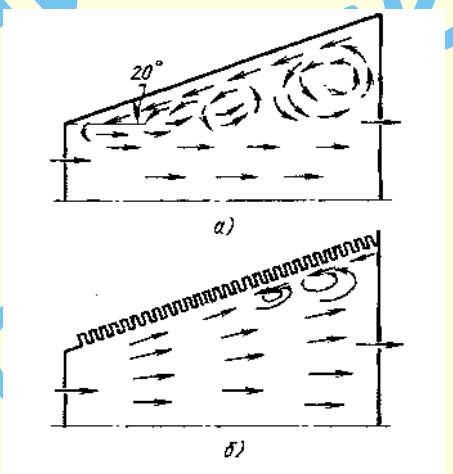


Рис. 1.135. Схема течения потока в диффузоре [434, 435]: *а* – без оребрения; *б* – с оребрением

Поперечные ребра могут быть сделаны гибкими. Тогда обратные течения потока, которые возникают при отрыве пограничного слоя, поворачивают эти ребра на соответствующий угол, изменяя эффективное сечение диффузора, и препятствуют распространению обратных потоков в направлении к устью диффузора [176].

73. В ступенчатом диффузоре (см. рис. 1.129*и*), в котором после плавного изменения площади поперечного сечения имеет место расширение, основные потери (потери на удар) происходят уже при сравнительно малых скоростях. Вследствие этого потери в диффузоре значительно снижаются (в 2 – 3 раза). Коэффициент суммарного сопротивления ступенчатого диффузора круглого и прямоугольного сечений может быть вычислен приближенно [248]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2}} = \left(\frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\frac{q^2+1}{q^2-1} + k_1 \operatorname{tg}^{1{,}25}\frac{\alpha}{2}\right)\times$$

$$\times\left(1 - \frac{1}{q^2}\right)^2 + \left(\frac{1}{q^2} - \frac{1}{n_п}\right)^2,$$

Справочник по гидр

где $q = 1 + 2\left(\frac{l_д}{D_г}\right)\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$; k_1 = 3,2 для диффузоров круглого сечения; $k_1 \approx 4 \div 6$ – для диффузоров прямоугольного сечения[1]; $n_п = \frac{F_2}{F_0}$ – степень общего расширения ступенчатого диффузора (отношение площади самой широкой части диффузора к площади самой узкой его части, см. рис. 1.129*и*).

74. Коэффициент суммарного сопротивления плоского ступенчатого диффузора может быть подсчитан приближенно [248]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[\frac{\lambda}{8\left(\frac{l_д}{a_0}\right)\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}}\left(\frac{a_0}{b_0}\cdot\frac{q_1}{\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}} + \frac{q_2}{\sin\frac{\alpha}{2}}\right) + 3{,}2\operatorname{tg}^{1{,}25}\frac{\alpha}{2}\right]\left(1-\frac{1}{q_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{q_1}-\frac{1}{n_п}\right)^2,$$

где $q_1 = 1 + 2\left(\frac{l_д}{a_0}\right)\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$; $q_2 = 1 + \left(\frac{l_д}{a_0}\right)\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}$ (b_0 постоянно по длине диффузора).

75. Для каждой степени расширения $n_п$ и каждой относительной длины $\frac{l_д}{D_г}$ (или $\frac{l_д}{a_0}$) ступенчатого диффузора существует оптимальный угол расширения $\alpha_{опт}$, при котором общий коэффициент сопротивления будет минимальным (см. диаграммы 1.8.3–9 – 1.8.3–11). Ступенчатые диффузоры рекомендуется применять именно с оптимальными углами расширения.

Коэффициент сопротивления таких диффузоров

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{min},$$

где ζ_{min} – минимальный коэффициент сопротивления, зависящий от относительной длины плавной части диффузора $\frac{l_д}{D_г}\left(\text{или } \frac{l_д}{a_0}\right)$ и степени общего расширения ступенчатого диффузора $n_п$ (см. диаграммы 1.8.3–9 – 1.8.3–11).

76. Предельный угол расширения $\alpha_{пред}$ плавной части ступенчатого диффузора, т. е. угол, при котором исчезает ступенчатость при заданных степени общего расширения $n_п$ и относительной длине плавной части $\frac{l_д}{D_г}\left(\text{или } \frac{l_д}{a_0}\right)$ находят из выражения

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha_{пред}}{2} = \frac{\sqrt{n_{п1}-1}}{2l_д/D_г}$$

и соответственно

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha_{пред}}{2} = \frac{\sqrt{n_{п1}-1}}{2l_д/a_0}.$$

[1] Кривые на диаграмме 1.8.3–10 вычислены при k_1 = 6,0, что дает некоторый запас в расчете.

Практически при выборе относительной длины $\frac{l_д}{D_г}\left(\frac{l_д}{a_0}\right)$ ступенчатого диффузора целесообразно руководствоваться не наименьшим значением ζ_{min}, а несколько бóльшим (примерно на 10%), что позволяет значительно сократить длину диффузора без существенного увеличения потерь в нем. Линии оптимальных значений $\frac{l_д}{D_г}\left(\frac{l_д}{a_0}\right)$ показаны на графиках *а* диаграмм 1.8.3–9 – 1.8.3–11 штриховой линией.

77. В случае установки диффузора за вентилятором следует учесть существенное отличие структуры потока на выходе из вентилятора от структуры потока на входе в изолированный диффузор, перед которым имеется прямолинейный участок постоянного сечения.

За центробежным вентилятором профиль скоростей, как правило, несимметричен вследствие некоторого отклонения потока в сторону вращения колеса. При этом профиль скоростей зависит как от типа вентилятора, так и от режима его работы, характеризующегося относительным расходом $\frac{Q}{Q_{опт}}$, где $Q_{опт}$ – расход при максимальном КПД вентилятора.

78. Отклонение потока в сторону вращения колеса вентилятора позволяет применять за центробежными вентиляторами диффузоры с бóльшими, чем обычно, углами расширения. При этом плоские диффузоры с углами расширения $\alpha > 25°$ целесообразно выполнять несимметричными, так, чтобы наружная стенка либо являлась продолжением обечайки кожуха, либо несколько (не более чем на 10°) отклонялась в сторону обечайки, а внутренняя – в сторону колеса.

Отклонение оси диффузора в сторону обечайки кожуха вентилятора нецелесообразно, так как сопротивление таких диффузоров при $\alpha > 15^o$ будет в 2–2,5 раза больше, чем симметричных диффузоров, у которых ось отклонена в сторону колеса [410].

79. Коэффициент сопротивления плоских диффузоров с углами расширения $\alpha < 15^o$ и пирамидальных с $\alpha < 10^o$ при установке их за центробежными вентиляторами любых типов при любых режимах работы можно практически вычислять по приведенным выше данным для изолированных диффузоров, принимая для их входного сечения отношение скоростей $\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1{,}1$.

При углах расширения диффузоров, бóльших 10÷15°, нельзя пользоваться значениями ζ для изолированных диффузоров; они должны определяться по диаграммам 1.8.3–13 – 1.8.3–18.

Эти данные практически пригодны при режимах как $Q = Q_{опт}$, так и $Q \lesssim Q_{опт}$.

80. При ограниченности места для размещения диффузора за центробежным вентилятором можно применять ступенчатый диффузор, который при том же сопротивлении будет значительно короче прямолинейного. Оптимальный угол расширения диффузорной части, при котором получается минимальный коэффициент сопротивления, определяют по диаграмме 1.8.3–18.

Справочник по гидравлике

81. Для преобразования динамического давления за выходным лопаточным венцом осевых турбомашин (вентиляторов, компрессоров, турбин) широко используются кольцевые диффузоры, которые выполняют как с прямолинейными образующими (осекольцевой диффузор, рис. 1.136), так и с криволинейными образующими (радиально-кольцевой диффузор, диаграмма 1.8.3–20) или комбинированными (осерадиально-кольцевой диффузор, диаграмма 1.8.3–20).

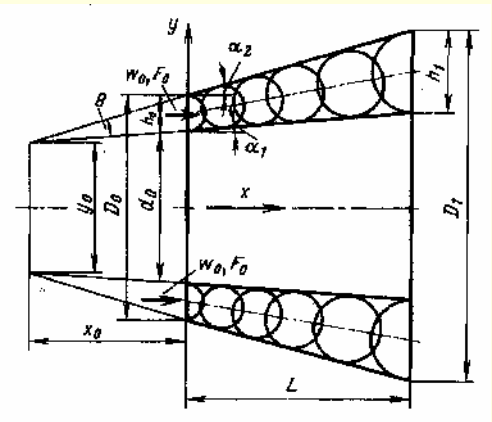


Рис. 1.136. Осекольцевой диффузор

Степень расширения осекольцевого диффузора определяется по формулам, приведенным на диаграмме 1.8.3–19, а радиально-кольцевого диффузора – на диаграмме 1.8.3–20.

82. Коэффициенты внутреннего сопротивления[1] $\zeta'_{\text{вн}} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \dfrac{\Delta p}{\rho c_a^2/2}$ осекольцевого диффузора с положительными углами α_1 в зависимости от степени расширения $n_{\text{п1}}$ при заданном d_0 имеют для каждого значения $\bar{l}_{\text{д}} = \dfrac{L}{D_0}$ практически одну кривую. Такие зависимости $\zeta'_{\text{вн}}$ от $n_{\text{п1}}$ при $\bar{d}_0 = 0{,}650 \div 0{,}688$ и $\bar{l}_{\text{д}} = 0{,}5 \div 2{,}0$ приведены на графике *а* диаграммы 1.8.3–19. Кривые $\zeta'_{\text{вн}} = f(n_{\text{п1}})$ для $\bar{l}_{\text{д}}$, равного 0,5 и 1,0, построены по опытным данным С. А. Довжика и А. И. Морозова [199], а для остальных – приближенно с учетом как опытов [199], так и опытных данных А. Р. Бушеля [82].

В пределах $2 < n_{\text{п1}} < 4$ и $0{,}5 < \bar{l}_{\text{д}} < 2{,}0$ можно пользоваться интерполяционной формулой

$$\zeta'_{\text{вн}} \approx \frac{0{,}25 n_{\text{п1}}^2}{\bar{l}_{\text{д}}^{0{,}5}}.$$

При неравномерном поле скоростей на входе в осекольцевой диффузор или при установке его за работающей осевой машиной коэффициент внутреннего сопротивления

$$\zeta_{\text{вн}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx k_{\text{д}} \zeta'_{\text{вн}},$$

где $k_{\text{д}}$ – поправочный коэффициент (см. диаграммы 1.8.3–1 или 1.8.3–19).

83. Коэффициент сопротивления осекольцевого диффузора с задним суживающимся обтекателем (см. диаграмму 1.8.3–19)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_{\text{д}} \varphi_{\text{д}} \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

где $\varphi_{\text{д}}$ – общий[2] коэффициент полноты удара, определяемый в зависимости от угла расширения α по графику *в* диаграммы 1.8.3–19.

84. В данном разделе рассматривается один тип радиально-кольцевого диффузора с контуром криволинейной части, построенным по дугам окружности с $\dfrac{R_1}{h_0} = 1{,}5$ и $\dfrac{R_0}{h_0} = 2{,}0$ (см. диаграмму 1.8.3–20), и один тип осерадиально-кольцевого диффузора с контуром криволинейной части, выполненным на основе дуги эллипса (см. диаграмму 1.8.3–20 и рис. 1.137) с полуосями:

$$a = L_s - \left(L_{\text{н}} - b \sin\alpha\right) \text{ и } b = \frac{D_1}{2} - r_0 - L_{\text{н}} \operatorname{tg}\alpha,$$

где $\alpha = \dfrac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$.

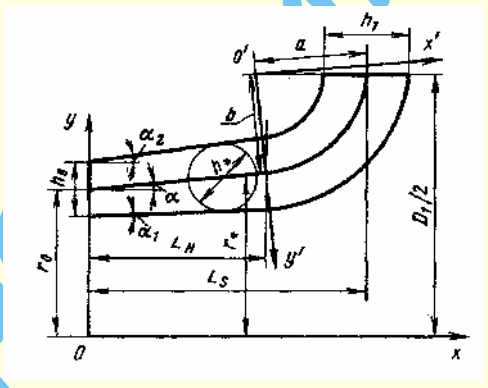


Рис. 1.137. Схема построения осерадиально-кольцевого диффузора

Осевая линия принималась за геометрическое место центров окружностей, вписанных в контур диффузора, а диаметры этих окружностей изменялись вдоль осевой линии от начального диаметра h_0 до конечного h_1 по линейному закону. Относительный диаметр втулки при входе в диффузоры обоих типов $\bar{d}_0 = 0{,}688$.

85. Коэффициенты внутреннего сопротивления $\zeta_{\text{вн}}$ указанных типов диффузоров[3] даны на диаграмме 1.8.3–20 в зависимости от степени расширения $n_{\text{п1}}$ при различных значениях «радиальности» $\bar{D} = \dfrac{D_1}{D_0}$ для двух случаев: с работающим компрессором при $\bar{c}_a = 0{,}5$ (где $\bar{c}_a = \dfrac{c_{a0}}{u} = \bar{w}_0 = \dfrac{4Q}{\pi\left(D_0^2 - d_0^2\right)u}$; u – окружная скорость лопастей компрессора на наружном радиусе, м/с; Q – расход, м^3/с) и с неработающим компрессором.

[1] Под коэффициентами внутреннего сопротивления $\zeta_{\text{вн}}$ и $\zeta'_{\text{вн}}$ здесь и далее подразумевается отношение разности полных давлений на входе и непосредственно на выходе из диффузора к динамическому давлению на входе, не учитывающее дополнительных потерь, которые имели бы место в прямом выходном участке за диффузором вследствие дальнейшего выравнивания профиля скорости, получаемого при протекании среды по диффузору.

[2] Общий коэффициент полноты удара учитывает суммарные потери в диффузоре [248, 251].

[3] Значения коэффициентов полного сопротивления $\zeta_{\text{тр}}$ см. в п. 1.8.9.

Справочник по гидравлике

Величина $\zeta_{вн}$ при работающем компрессоре превышает соответствующее значение $\zeta_{вн}$ при неработающем компрессоре (турбомашине) на 15 – 20%. При этом коэффициент сопротивления рассматриваемых диффузоров зависит от режима работы компрессора, т. е. от коэффициента объемного расхода $\bar{c}_{a0}$ (см. С. А. Довжик и А. С. Гиневский [197]).

86. Комбинированный, т. е. осерадиально-кольцевой диффузор, у которого участок радиального поворота расположен за коротким кольцевым диффузором, более совершенен. В таком диффузоре радиальный поворот осуществляется при пониженных скоростях потока, поэтому и потери давления несколько меньше. Вместе с тем осевые размеры такого диффузора существенно больше, чем у радиально-кольцевого.

87. Сопротивление кольцевых диффузоров, как и обычных, можно заметно снизить, устанавливая в них одну или несколько направляющих поверхностей, которые разделяют диффузор, соответствующий большому значению α, на несколько диффузоров с меньшими значениями α и способствуют общему упорядочению течения в диффузоре. Как и в обычных диффузорах, направляющие поверхности эффективны только при больших углах расширения и при определенных сочетаниях углов α_1 и α_2, т. е. таких, при которых коэффициенты сопротивления диффузоров без этих поверхностей имеют наибольшие значения [184, 197, 199].

88. В различных механических системах, включающих такие машины, как насосы, турбины, компрессоры и т. п., помимо необходимости замедления и поворота потока, требуется еще и компактность подводящих каналов. Все это достигается в диффузорных коленах или (что то же) кривоосных диффузорах (см. диаграмму 1.8.3–21). Течение в таких диффузорах значительно сложнее, чем в прямоосных диффузорах, и является синтезом: а) течения в прямоосном диффузоре; б) течения в изогнутом канале постоянного сечения. Последнее сопровождается вторичными потоками, связанными с неравномерностью поля скоростей и давлений в направлении, перпендикулярном к плоскости изгиба, и наличием пограничных слоев у стенок канала (см. 1.8.4). Эти факторы обусловливают более ранний отрыв потока и вызывают потери давления, отличные от потерь в прямоосных диффузорах. На сопротивление кривоосного диффузора, помимо параметров, указанных в п. 11, влияют угол изогнутости оси β и относительный радиус кривизны оси $\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{r}{b_0}\right)$.

89. Коэффициенты внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$ плоских кривоосных диффузоров постоянной длины $\left(\frac{l_д}{b_0}=8{,}3\right)$, наиболее часто встречающихся в многоступенчатых насосах, даны на диаграмме 1.8.3–21 в зависимости от угла расширения α[1] для четырех значений относительного радиуса изгиба внутренней боковой стенки диффузора: $\frac{l_д}{b_0}$, равного ∞; 22,5; 11,6 и 7,5. Эти данные получены Полоцким [508, 509] при установке диффузоров непосредственно за плавным входным коллектором, т. е. при $\frac{l_0}{b_0}=0$.

90. Коэффициенты внутреннего сопротивления пространственных кривоосных диффузоров различной формы выходного сечения (круг, эллипс с расположением большой оси в плоскости изгиба, эллипс с расположением малой оси в плоскости изгиба, см. диаграмму 1.8.3–22) при постоянных длине $\left(\frac{l_д}{D_0}=7{,}15\right)$ и степени расширения ($n_{п1}$ = 4)[2] и различных углах изгиба (β = 0; 15 и 30°, $\frac{R_0}{D_0}=\infty$; 27,30; 13,65) приведены на диаграмме 1.8.3–22[3]. Часть данных приведена для постоянного числа Рейнольдса ($Re = 5{,}2 \cdot 10^5$), а часть – в зависимости от этого числа. Во всех случаях диффузоры испытывались при установке их за плавным входным коллектором с небольшим прямым участком $\left(\frac{l_0}{D_0}=0{,}35\right)$.

91. В кривоосных диффузорах некоторых форм вторичные потоки могут оказать и положительный эффект вследствие того, что они переносят часть движущейся среды из области с большей кинетической энергией в затронутые отрывом пограничные слои. В этом случае коэффициент сопротивления искривленного диффузора становится заметно меньшим коэффициента сопротивления прямоосного диффузора с теми же параметрами (сравни кривые $\zeta = f(Re)$ для диффузоров *9* и *10* диаграммы 1.8.3–22).

92. В некоторых случаях вместо кривоосных диффузоров может быть применен прямоосный диффузор с коленом, снабженным направляющими лопатками. Как это влияет на сопротивление, видно из некоторых результатов, приведенных на рис. 1.129.

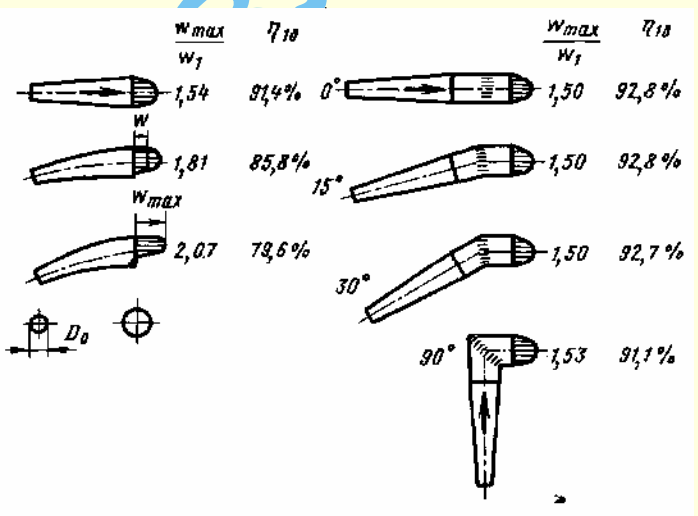


Рис. 1.138. Значения $\eta_{1д}$ и $\frac{w_{max}}{w_1}$ для кривоосных диффузоров при $n_{п1}$ = 4; $\frac{l_д}{D_0}$ = 7,15 (α = 8°); β, равном 15 и 30°; $\frac{l_0}{D_0}$ = 0,35; $2\frac{\delta_0^*}{D}$ = 0,51%; $Re = 5{,}2 \cdot 10^5$ и для прямоосных диффузоров с отклоняющими коленами [1004, 1012]

[1] Для диффузора круглого сечения угол расширения α = 8°.

[2] Под углом расширения кривоосного диффузора понимается угол, составленный боковыми стенками прямоосного диффузора, полученного распрямлением кривоосного диффузора.

[3] Эти данные получены на основе приближенного пересчета значений КПД, взятых из экспериментальной работы Шпренгера [1012].

Справочник по гидравлике

Конфузоры в сети

93. Переход от большего сечения к меньшему через плавно сужающийся участок – конфузор также сопровождается сравнительно большими невосполнимыми потерями полного давления. Коэффициент сопротивления конфузора с прямолинейными образующими (диаграмма 1.8.3–23) зависит от угла сужения α и степени сужения $n_0 = \frac{F_0}{F_1}$ (и соответственно от относительной длины $\frac{l_к}{D_0}$), а при малых числах Рейнольдса также и от числа Re.

94. При достаточно больших углах (α > 10°) и степенях сужения (n_0 < 0,3) после перехода от сужающегося участка прямолинейного конфузора к прямой части трубы поток отрывается от стенок, что и обусловливает в основном местные потери полного давления. Чем больше α и меньше n_0, тем значительнее отрыв потока и больше сопротивление конфузора. Максимум сопротивления получается, естественно, при α = 180°, когда происходит внезапное сужение сечения (см. рис. 1.108).

По длине сужающегося участка имеют место потери на трение.

95. Для инженерных расчетов общий коэффициент сопротивления конфузоров удобно представить в виде

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_м + \zeta_{тр}.$$

Коэффициент местного сопротивления конфузора [890]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(-0,0125 n_0^4 + 0,0224 n_0^3 - \right.$$
$$\left. - 0,00723 n_0^2 + 0,00444 n_0 - 0,00745\right) \times$$
$$\times \left(\alpha_р^3 - 2\pi\alpha_р^2 - 10\alpha_р\right),$$

где $\alpha_р$ = 0,01745α, рад (α – в градусах).

Коэффициент сопротивления трения $\zeta_{тр}$ сужающегося участка определяется по (1.248), (1.250 – 1.252), в которых λ принимается приближенно постоянным вдоль всего участка, но зависящим от числа Re на входе и относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ стенок.

На диаграмме 1.8.3–23 приведены также значения суммарного коэффициента сопротивления ζ, полученные Б. И. Яньшиным [746] опытным путем при Re = 5 · 10^5.

96. В пределах 10° < α <40° общий коэффициент сопротивления конфузора с прямолинейными образующими имеет минимум, который, по крайней мере при Re ≥ 10^5, остается практически постоянным и равным ζ ≈ 0,05.

97. Сопротивление конфузоров можно значительно уменьшить, осуществив плавный переход от большего сечения к меньшему, с помощью криволинейных образующих (по дуге окружности или другой кривой, см. диаграмму 1.8.3–23), а также скруглив прямолинейные стенки конфузоров на выходе в прямой участок (тонкие линии на схеме диаграммы 1.8.3–23).

При плавном уменьшении сечения, когда угол сужения очень мал (α < 10°) или когда сужающийся участок имеет очень плавные криволинейные образующие (см. схему *б* диаграммы 1.8.3–23), поток не отрывается от стенок в месте перехода в прямой участок, и потери давления сводятся только к потерям трения в сужающейся части:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta_{тр}.$$

98. При очень малых числах Рейнольдса (1 < Re < 50) коэффициент сопротивления конфузоров, как и диффузоров [36],

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}}.$$

В пределах 5° ≤ α ≤ 40°

$$A = 20,5 n_0^{-0,5} \operatorname{tg}^{-0,75} \alpha.$$

Переходные участки

99. Переходные участки бывают двоякого рода:
а) с изменением поперечного сечения вдоль потока при сохранении формы сечения постоянной; б) с изменением и поперечного сечения, и формы.

100. К первому виду переходных участков относятся, в частности, конфузорно-диффузорные переходы (диаграмма 1.8.3–25). Согласно опытам Б. И. Яньшина [746], оптимальные параметры переходов в виде конфузора с прямолинейными образующими следующие:

$$\alpha_к = 30 \div 40° \text{ и } \alpha_д = 7 \div 10°.$$

Для конфузора с криволинейными образующими оптимальный радиус его скругления $R_к = (0,5 \div 1,0) D_0$.

101. Коэффициент сопротивления конфузорно-переходов круглого сечения, как и для обычных диффузоров, зависит от относительной длины промежуточного прямого участка $\frac{l_0}{D_0}$ и от отношения площадей $\frac{F_1}{F_0}$ и может быть определен по формуле

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\left(k_1 k_2 \zeta_1 + \Delta\zeta\right). \qquad (1.257)$$

Здесь ζ_1 – коэффициент сопротивления перехода с плавным (криволинейным) конфузором при $\frac{l_0}{D_0} = 1,0$, определяется при $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$ по кривым $\zeta_1 = f_1(\alpha_д)$ диаграммы 1.8.3–25, полученным на основании данных Б. И. Яньшина [746]. При Re < 2·10^5 коэффициент ζ_1 для диффузоров круглого сечения см. ζ на диаграмме 1.8.3–2; $k_1 = \frac{\zeta_{1n}}{\zeta_{1n \geq 4}}$ – отношение коэффициента ζ_1 при $n_1 = \frac{F_1}{F_0} < 4$ к его значению при $n_1 \geq 4$ см. кривые $k_1 = f_2(\alpha_д, \frac{F_1}{F_0})$ диаграммы 1.8.3–25; k_2 – поправка на влияние относительной длины $\frac{l_0}{D_0}$; в пределах $0,25 \leq \frac{l_0}{D_0} \leq 5,0$

$$k_2 \approx 0,66 + \frac{0,35 l_0}{D_0}; \qquad (1.258)$$

$\Delta\zeta$ – дополнительный член, учитывающий влияние $\frac{l_0}{D_0}$;

Справочник по гидравлике

$A = 1{,}0$ – для перехода с плавным конфузором; $A = f(\alpha_д)$ – для переходов с конфузором, имеющим прямолинейные образующие (см. диаграмму 1.8.3–25).

102. Для переходов прямоугольного (квадратного) сечения и плоских переходов (у которых как сужение, так и расширение сечения происходят в одной плоскости) коэффициент сопротивления может быть определен ориентировочно по (1.257) и (1.258), но вместо ζ_1 принимается $\zeta_д$ диффузора при $\frac{l_0}{D_0} = 0$ соответственно по диаграммам 1.8.3–4 и 1.8.3–5.

103. На переходных участках, сопрягающих трубы круглого и прямоугольного сечений (см. диаграмму 1.8.3–27), переход потока из осесимметричного в плоский (и наоборот) сопровождается деформацией его в двух взаимно перпендикулярных плоскостях – расширением в одной и сужением в другой [588]. В таком сложном потоке могут одновременно наблюдаться эффекты, присущие как диффузорам, так и конфузорам. Если длинная сторона прямоугольного сечения больше диаметра круглой трубы ($b_1 > D_0$), то могут иметь место срывные явления, приводящие к большим потерям давления. Поэтому длина и форма переходных участков рассматриваемого типа должны выбираться таким образом, чтобы устранить возможность отрыва или переместить отрыв в область с меньшими скоростями течения. Это можно получить подбором геометрической формы и соответствующих габаритных размеров.

104. Переходные участки по форме образующих их стенок можно разделить на три характерных типа (рис. 1.139). Форма перехода типа *A* получается пересечением усеченного кругового конуса (с прямолинейными образующими) с плоскостями.

Форма *B* строится из условия получения линейного закона площадей поперечного сечения по длине переходов; при этом в плоскости симметрии, параллельной длинной стороне прямоугольника, образующие переходов оставлены прямолинейными.

Форма *C* на большей длине переходов, так же как и форма *B*, сохраняет линейным закон изменения площадей и в то же время обеспечивает более равномерное распределение средней скорости в каждом поперечном сечении. В этих переходах все образующие криволинейны.

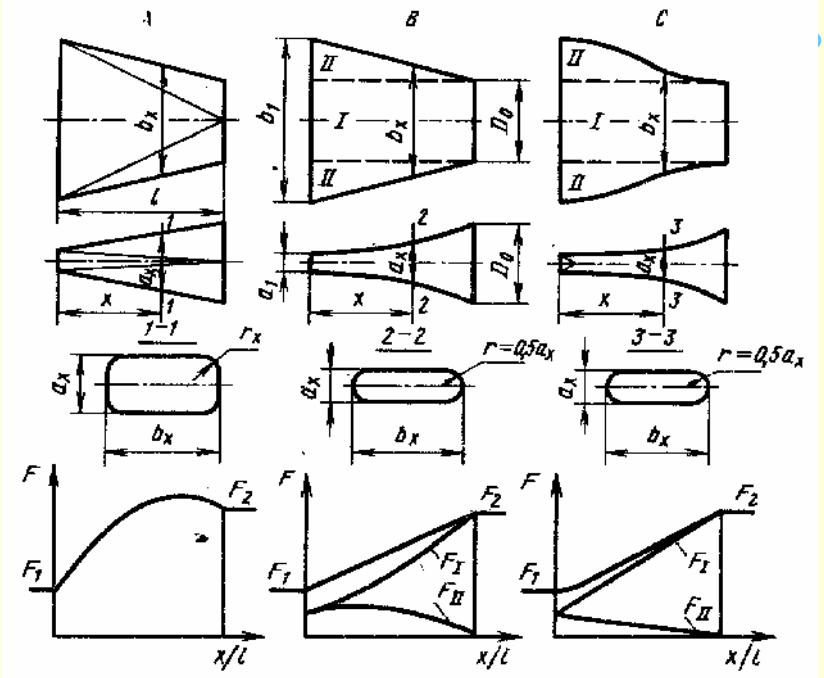


Рис. 1.139. Переходные участки с различными формами образующих их стенок [597]

105. В переходах типа *A* при условии $b_1 > D_0$ безотрывное течение у расходящихся стенок можно получить при угле между ними $\alpha = 20 \div 30^\circ$. Длину конфузорного перехода в этом случае следует принимать равной:

$$l_к \approx 1{,}8\left(b_1 - D_0\right) \text{ при } b_1 > 1{,}5D_0;$$
$$l_к \approx 1{,}5b_1 \text{ при } b_1 \le 1{,}5D_0.$$

Длину конфузорных переходов типа *B* и *C* можно сократить в 1,5 – 2 раза по сравнению с длиной перехода типа *A*. Ориентировочно для этих переходов

$$l_к \approx \left(1 \div 1{,}5\right) b_1.$$

В этих случаях, когда $b_1 < D_0$ все стенки конфузорных переходов оказываются сходящимися, и тогда длина их должна соответствовать оптимальному углу сходимости, как в круговых конфузорах, т. е. $\alpha = 40 \div 50°$. В этом случае

$$l_к \approx 1{,}1(D_0 - a_1) \approx D_0.$$

106. Увеличение длины конфузорных переходов приводит к возрастанию потерь на трение, а при недостаточной длине сопротивление увеличивается из-за отрыва потока от расходящихся стенок.

107. Для диффузорных переходов (аналогично плоским или коническим диффузорам) оптимальной длине соответствует минимальное гидравлическое сопротивление. При этом особенно важно предупредить возникновение отрыва на начальном участке перехода. Для этого полный угол между расходящимися стенками в начале перехода не должен превышать 8 – 10°. Выполнение этого условия в переходах типа *A* приводит к сравнительно большой их длине; при $\alpha = 10°$

$$l_д \approx 5{,}7\left(D_0 - a_1\right) \approx 6D_0.$$

Поэтому для сокращения длины следует применять диффузорные переходы формы типа *B* или *C*; в этом случае

$$l_д \approx \left(3 \div 4\right) D_0.$$

108. При небольшой относительной ширине прямоугольного сечения $\left(\frac{b_1}{D_0} < 2\right)$ следует использовать переходы типа *B*. Стенки перехода, примыкающие к длинной стороне прямоугольного сечения, при этом лучше делать криволинейными, а стенки, примыкающие к короткой

стороне, оставлять прямолинейными. При отношении $\frac{b_1}{D_0} < 2$ необходимо создавать диффузорные переходы типа *C*.

109. Размеры любого поперечного сечения по длине перехода типа *B* могут быть найдены аналитически:

$$\left.\begin{aligned} F_x &= F_1 - (F_1 - F_2)\frac{x}{l}; \\ F_x &= 4a_x b_x - (4-\pi)a_x^2; \\ b_x &= D_0 + (b - D_0)\frac{x}{l}, \end{aligned}\right\} \qquad (1.259)$$

где F_x – площадь поперечного сечения на расстоянии x от входа.

110. Размеры поперечных сечений переходов типа *C* можно найти по формулам (1.259), применяя их отдельно для каждой из трех характерных частей перехода, показанных на рис. 1.139[1]. Например, при расчете средней части *I* известна ширина $b_{xI} = D_0$, а размер a_{xI} находится по зависимости $F = f\left(\frac{x}{l}\right)$. При расчете же крайних частей *II* будет известен размер $a_{xII} = a_{xI}$, и размер b_{xII} определится также из заданной зависимости $F = f\left(\frac{x}{l}\right)$. Очевидно, полная ширина любого сечения

$$b_x = b_{xI} + b_{xII}.$$

111. Гидравлическое сопротивление рассматриваемых переходных участков зависит, так же как и обычных (плоских и осесимметричных) диффузоров и конфузоров, от геометрических параметров [степени расширения или сужения n_n и относительных длин (переходов $\frac{l_д}{D_0}$ и $\frac{l_к}{D_0}$), режима течения (числа Рейнольдса Re)], входных условий и т. п. Кроме того, для этих переходных участков существенное значение имеет отношение сторон прямоугольного сечения $\frac{b_1}{a_1}$, форма образующих стенок перехода и закон изменения по длине площадей поперечного сечения.

112. Коэффициент сопротивления рассматриваемых переходных участков можно определить по интерполяционной формуле А. В. Тананаева [597]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_а + A\exp\left(-k_2\frac{\mathrm{Re}}{\mathrm{Re}_а}\right), \qquad (1.260)$$

где числовые коэффициенты A и k_2 зависят от закона изменения величин и формы площадей по длине перехода и отношения $\frac{b_1}{a_1}$; $\zeta_а$ – коэффициент сопротивления в автомодельном режиме течения ($\mathrm{Re} \geq \mathrm{Re}_a \approx 5 \cdot 10^5$); w_0 – средняя скорость потока в круглом сечении перехода; $A = A_д \approx 0{,}5$ и $k_2 = k_д \approx 5{,}0$ – для диффузорного перехода; $A = A_к \approx 0{,}3$ и $k_2 = k_к \approx 5{,}0$ – для конфузорного перехода. Первый член правой части выражения (1.260)

$$\zeta_а = \left(c_0 + \frac{c_1 b_1}{a_1}\right)n_0^2,$$

где c_1 зависит от длины и формы перехода. Для переходных участков с линейным законом изменения площадей значения c_1 см. график *б* диаграммы 1.8.3–27.

Коэффициент c_0 – сопротивление участка трубы постоянного сечения, длина которого равна длине переходного участка:

$$c_0 = \frac{\lambda l}{D_г},$$

где $D_г$ – среднее значение (по длине перехода) гидравлического диаметра. При длине переходов $\frac{l}{D_0} \approx 3{,}5$ ориентировочно можно принять: $c_0 \approx 0{,}06$, $c_{1д} \approx 0{,}01$ – для диффузорного перехода и $c_{1к} \approx 0{,}002$ – для конфузорного перехода. Величина $n_0 = \frac{F_0}{F_1}$, где F_0 – площадь круглого сечения перехода; $F_1 = a_1 b_1$ – площадь прямоугольного сечения.

113. Коэффициенты сопротивления переходных участков, у которых прямоугольное сечение с небольшим отношением сторон $\left(\frac{a_1}{b_1} \leq 2{,}0\right)$ переходит в круглое или, наоборот (см. схему диаграммы 1.8.3–28), могут быть определены по данным для диффузоров прямоугольного сечения с эквивалентными углами расширения. Эквивалентный угол $\alpha_э$ находится из выражений:

для перехода с круга на прямоугольник

$$\mathrm{tg}\frac{\alpha_э}{2} = \frac{2\sqrt{\frac{a_1 b_1}{\pi}} - D_0}{2l_д};$$

для перехода с прямоугольника на круг

$$\mathrm{tg}\frac{\alpha_э}{2} = \frac{D_1 - 2\sqrt{\frac{a_0 b_0}{\pi}}}{2l_д}.$$

Таблица 1.44

Оптимальные характеристики диффузоров

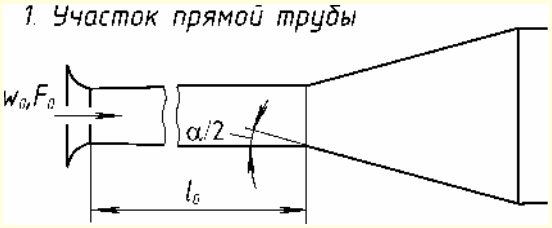
$\frac{l_0}{D_0}$	$\eta_{l\max}$	$\zeta_д$	$(n_п)_{опт}$	$\left(\frac{l_д}{D_0}\right)_{опт}$
Конические диффузоры (α = 14÷10°)				
0	0,84 – 0,91	0,13 – 0,08	6 – 10	5,8 – 12,3
2	0,69 –0,82	0,29 – 0,17	6 – 10	5,8 – 12,3
5	0,64 – 0,77	0,30 – 0,20	4 – 6	4,1 – 8,2
10	0,58 – 0,71	0,17 – 0,27	2 – 6	1,7 – 8,2
20	0,57 – 0,70	0,19 –0,27	2 – 6	1,7 – 8,2
Прямоугольные диффузоры (квадратного сечения при α = 10÷6°)				
0	0,74 – 0,84	0,18 – 0,13	6	8,2 – 13,5
10	0,66 – 0,76	0,28 – 0,18	4	5,7 – 9,4
Плоские диффузоры (α = 14÷10°)				
0	0,78 – 0,80	0,16 – 0,14	4	12,2 – 17,0
10	0,71 – 0,75	0,23 – 0,17	4 – 2	12,0 – 5,7

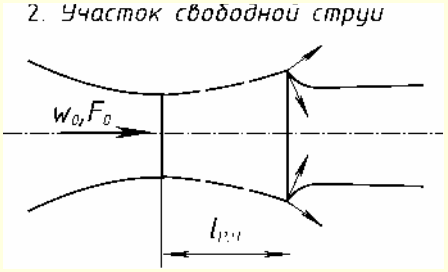
[1] В ответственных случаях уточнение и окончательный выбор оптимальных форм и размеров следует проводить на основе экспериментальных исследований.

Справочник по гидравлике

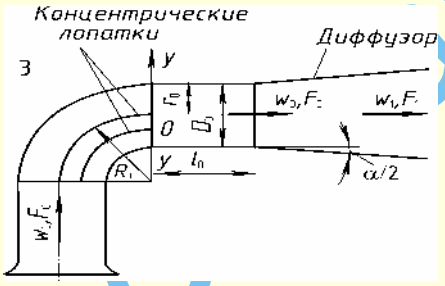
1.8.3.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Диффузоры. Определение условий входа ($k_д$) [279 – 283, 861]	**Диаграмма 1.8.3–1**





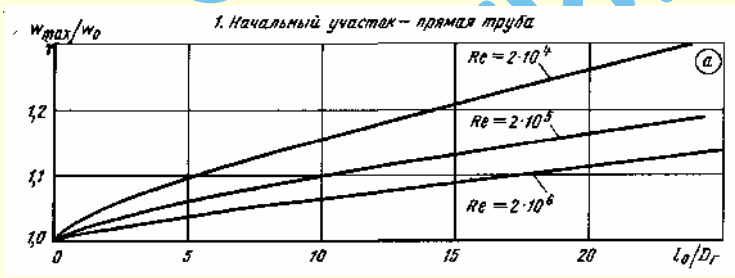
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

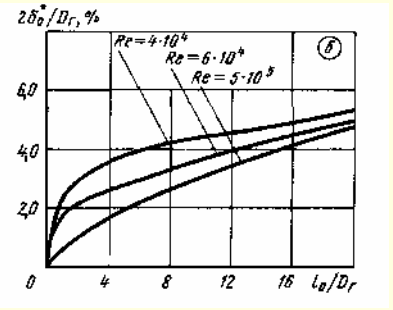


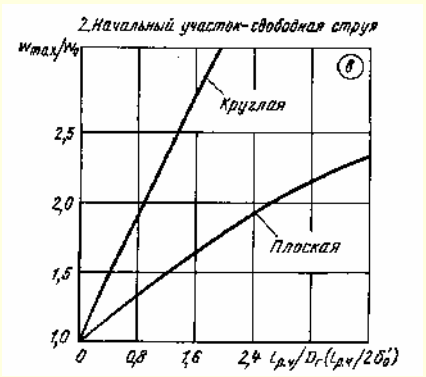
1. При известном $\frac{w_{max}}{w_0}$ или $\frac{2\delta_0^*}{D_г}$ в симметричном поле скоростей перед диффузором (схема 1) относительная длина $\frac{l_0}{D_г}$ определяется по кривым $\frac{w_{max}}{w_0} = f_1\left(\frac{l_0}{D_г}\right)$ (график *а*) или соответственно по кривым $\frac{2\delta_0^*}{D_г} = f_2\left(\frac{l_0}{D_г}\right)$ (график *б*), затем по этим значениям $\frac{l_0}{D_г}$ на соответствующих диаграммах находится $k_д$.

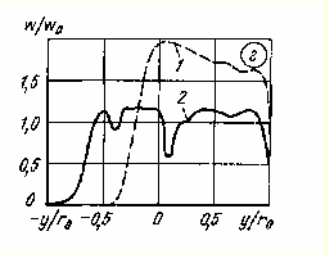
2. Для свободной струи (рабочая часть аэродинамической трубы – схема 2) по известной длине $\frac{l_{р.ч}}{D_г}$ определяется $\frac{w_{max}}{w_0} = f_3\left(\frac{l_{р.ч.}}{D_г}\right)$ (график *в*), затем по графику *а* находится $\frac{l_0}{D_г}$ и, наконец, по соответствующим диаграммам определяется $k_д = f\left(\frac{l_0}{D_г}\right)$.

3. При установке диффузоров (любой формы) с $\alpha = 6 \div 14°$ за отводом (схема 3) или за другими фасонными частями со сходными профилями скоростей перед диффузором (график *г*) $k_д = f\left(\frac{w}{w_0}, \frac{R_0}{D_г}, \frac{l_0}{D_г}, z\right)$ берется по таблице (см. ниже).





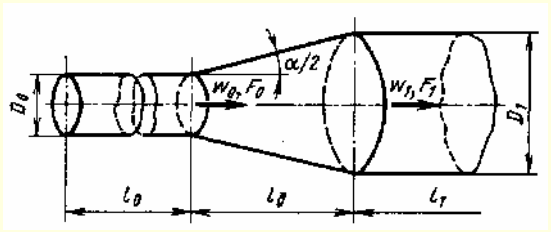




Форма профилей скоростей (график *г*)	Параметры отвода (схема 3)			$k_д$
	$\frac{R_0}{D_г}$	$\frac{l_0}{D_г}$	Число концентрических лопаток z	
1	0.8–1,0	0	0	6,8
2	0,8–1,0	0	2	2,1
–	0,8–1,0	0	3	1,9
–	2,0	0	0	2,6
–	2,0	1,0	0	1,0
–	≥ 3,0	0	0	1,0

СПРАВОЧНИК ПО АЭРОДИНАМИКЕ

Диффузор круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при $\alpha = 3 \div 180°$ **[279–283]**	**Диаграмма 1.8.3–2**



$$n_{п1} = \frac{F_1}{F_0}; \quad \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu}$$

1. Равномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} = 1{,}0 \text{ или } \frac{l_0}{D_г} \approx 0\right)$[1]:

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_д = f(\alpha, n_{п1}, \mathrm{Re})$ см. таблицу и график *а*;

аппроксимационные формулы см. 1.8.3.1. пп. 38, 39,

Расчет доотрывных диффузоров см. 1.8.3.1.п. 31,

2. Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} > 1{,}0, \frac{2\delta_0^*}{D_0} > 0 \text{ или } \frac{l_0}{D_г} > 0\right)$: $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta_д$; для диффузоров за прямым участком $k_д = f\left(\alpha, \frac{2\delta_0^*}{D_0}, \frac{l_0}{D_г}, n_{п1}, \mathrm{Re}\right)$ см. таблицы и графики *б* и *в*; для диффузоров за свободной струей (рабочая часть аэродинамической трубы) $k_д = f\left(\alpha, \frac{w_{max}}{w_0}, n_1, \mathrm{Re}\right)$ см. таблицы и графики *б* и *в*, где $\frac{w_{max}}{w_0} = f_1\left(\frac{l_0}{D_0}\right)$ или $\frac{2\delta_0^*}{D_0} = f_2\left(\frac{l_0}{D_0}\right)$ см. диаграмму 1.8.3–1; для диффузоров с $\alpha = 6 \div 4°$ за фасонной частью $k_д = f\left(\frac{w}{w_0}\right)$

см. таблицу диаграммы 1.8.3–1.

Значения $\zeta_д$ при $\frac{l_0}{D_0} = 0$

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{п1} = 2$							
0,5	0,148	0,135	0,121	0,112	0,107	0,109	0,120
1,0	0,120	0,106	0,090	0,083	0,080	0,088	0,102
2	0,093	0,082	0,070	0,068	0,062	0,062	0,063
≥ 4	0,079	0,068	0,056	0,048	0,048	0,048	0,051

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 2$								
0,5	0,141	0,191	0,315	0,331	0,326	0,315	0,308	0,298
1,0	0,122	0,196	0,298	0,297	0,286	0,283	0,279	0,276
2	0,073	0,120	0,229	0,279	0,268	0,268	0,265	0,263
≥ 4	0,051	0,068	0,120	0,271	0,272	0,272	0,268	0,268

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{п1} = 4$							
0,5	0,197	0,180	0,165	0,151	0,157	0,174	0,197
1,0	0,154	0,141	0,126	0,119	0,120	0,131	0,155
2	0,120	0,112	0,101	0,096	0,096	0,107	0,120
4	0,101	0,091	0,085	0,079	0,082	0,090	0,107
≥ 6	0,101	0,091	0,085	0,089	0,080	0,107	0,135

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 4$								
0,5	0,225	0,298	0,461	0,606	0,680	0,643	0,630	0,616
1,0	0,183	0,262	0,479	0,680	0,628	0,600	0,593	0,585
2	0,146	0,180	0,360	0,548	0,586	0,585	0,580	0,567
4	0,124	0,172	0,292	0,462	0,562	0,582	0,577	0,567
≥ 6	0,169	0,240	0,382	0,506	0,560	0,582	0,577	0,567

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{п1} = 6$							
0,5	0,182	0,170	0,168	0,168	0,179	0,200	0,240
1,0	0,153	0,144	0,131	0,126	0,132	0,159	0,193
2	0,129	0,118	0,109	0,101	0,101	0,118	0,151
4	0,106	0,095	0,090	0,084	0,087	0,104	0,151
≥ 6	0,092	0,090	0,080	0,079	0,080	0,098	0,137

$\mathrm{Re}\cdot10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 6$								
0,5	0,268	0,330	0,482	0,655	0,766	0,742	0,730	0,722
1,0	0,218	0,286	0,488	0,680	0,755	0,731	0,720	0,707
2	0,185	0,280	0,440	0,895	0,700	0,710	0,708	0,690
4	0,160	0,224	0,360	0,588	0,660	0,696	0,695	0,680
≥ 6	0,160	0,286	0,456	0,600	0,690	0,707	0,700	0,695

[1] Здесь и далее $\frac{l_0}{D_0} = 0$ означает, что диффузор установлен непосредственно за плавным коллектором.

Справочник по гидравлике

Продолжение

Диффузор круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при $\alpha = 3 \div 180°$ **[279–283]**	**Диаграмма 1.8.3–2**

$Re \cdot 10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{п1} = 10$							
0,5	0,195	0,181	0,184	0,190	0,200	0,227	0,256
1,0	0,160	0,156	0,155	0,156	0,162	0,184	0,212
2	0,123	0,120	0,120	0,123	0,134	0,151	0,167
4	0,100	0,097	0,097	0,100	0,106	0,128	0,160
≥6	0,085	0,084	0,084	0,085	0,086	0,114	0,160

$Re \cdot 10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 10$								
0,5	0,290	0,380	0,585	0,760	0,800	0,834	0,840	0,827
1,0	0,240	0,332	0,572	0,812	0,800	0,820	0,820	0,815
2	0,195	0,240	0,426	0,760	0,800	0,806	0,807	0,808
4	0,195	0,254	0,407	0,605	0,735	0,804	0,805	0,809
≥ 6	0,212	0,332	0,520	0,600	0,760	0,825	0,840	0,825

$Re \cdot 10^{-5}$	α°						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_{п1} \geq 16$							
0,5	0,179	0,174	0,176	0,185	0,196	0,224	0,270
1,0	0,148	0,146	0,147	0,147	0,151	0,179	0,233
2	0,118	0,120	0,120	0,120	0,120	0,140	0,176
4	0,102	0,098	0,095	0,094	0,095	0,118	0,160
≥ 6	0,094	0,085	0,084	0,085	0,094	0,118	0,160

$Re \cdot 10^{-5}$	α°							
	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} \geq 16$								
0,5	0,306	0,378	0,600	0,840	0,880	0,880	0,880	0,880
1,0	0,275	0,340	0,600	0,840	0,905	0,877	0,876	0,876
2	0,208	0,280	0,520	0,760	0,868	0,868	0,868	0,868
4	0,191	0,264	0,480	0,700	0,778	0,847	0,868	0,869
≥ 6	0,212	0,342	0,560	0,720	0,790	0,853	0,874	0,886

Значения $k_д$ при $n_{п1} = 2$

$\frac{l_0}{D_0}$	α°												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	> 90
$Re = 0{,}5 \cdot 10^5$													
2	1,00	1,10	1,20	1,25	1,26	1,26	1,23	1,16	1,05	1,00	1,01	0,01	1,01
5	1,45	1,62	1,75	1,83	1,86	1,80	1,70	1,53	1,10	1,02	1,02	1,02	1,02
10	1,88	1,96	2,05	2,07	2,07	2,05	2,00	1,93	1,60	1,13	1,11	1,10	1,10
≥ 20	1,68	1,83	1,96	2,00	1,99	1,93	1,85	1,74	1,45	1,03	1,01	1,01	1,01
$Re = 1 \cdot 10^5$													
2	1,00	1,10	1,20	1,27	1,43	1,60	1,67	1,60	1,10	0,85	0,96	1,11	1,13
5	1,63	1,83	2,00	2,11	2,20	2,19	2,11	1,88	1,20	1,00	1,13	1,15	1,15
10	1,93	2,13	2,41	2,75	2,93	3,00	3,05	2,99	1,40	1,00	1,13	1,15	1,15
≥ 20	1,86	2,07	2,31	2,60	2,68	2,60	2,45	2,13	1,45	1,00	1,13	1,13	1,15

Справочник по гидравлике

Продолжение

Диффузор круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при $\alpha = 3 \div 180°$ **[279–283]**	**Диаграмма 1.8.3–2**

Значения $k_д$ при $n_{п1} = 2$

$\frac{l_0}{D_0}$	α°												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	>90
Re = 3·10^5 и 4·10^5													
2	1,31	1,45	1,60	1,80	2,05	2,33	2,40	2,40	2,20	1,56	1,20	1,15	1,13
5	1,53	1,70	1,90	2,14	2,54	2,90	3,02	3,00	2,60	1,56	1,20	1,15	1,13
10	2,20	2,33	2,55	3,00	3,80	4,00	4,07	4,00	3,30	2,00	1,33	1,20	1,25
≥ 20	1,91	2,07	2,25	2,46	3,20	3,70	3,83	3,73	3,03	1,56	1,20	1,15	1,13
Re = 2·10^5 и 5·10^5													
2	1,18	1,33	1,50	1,67	1,95	2,20	2,31	2,13	1,60	1,27	1,14	1,13	1,11
5	1,15	1,75	2,05	2,30	2,60	2,70	2,80	2,58	1,85	1,33	1,15	1,14	1,11
10	2,06	2,25	2,54	2,91	3,40	3,70	3,82	3,73	2,27	1,50	1,26	1,20	1,12
≥ 20	1,75	1,93	2,28	2,60	3,00	3,22	3,36	3,20	2,10	1,43	1,20	1,16	1,11
Re > 6·10^5													
2	1,00	1,14	1,33	1,65	1,90	2,00	2,06	1,90	1,53	1,26	1,10	1,07	1,10
5	1,15	1,33	1,60	1,90	2,06	2,10	2,10	1,92	2,20	1,62	1,30	1,23	1,10
10	1,73	1,90	2,15	2,45	2,93	3,13	3,25	3,15	2,20	1,62	1,30	1,23	1,10
≥ 20	1,46	1,65	1,95	2,86	2,54	2,65	2,70	2,60	1,70	1,33	1,13	1,12	1,10

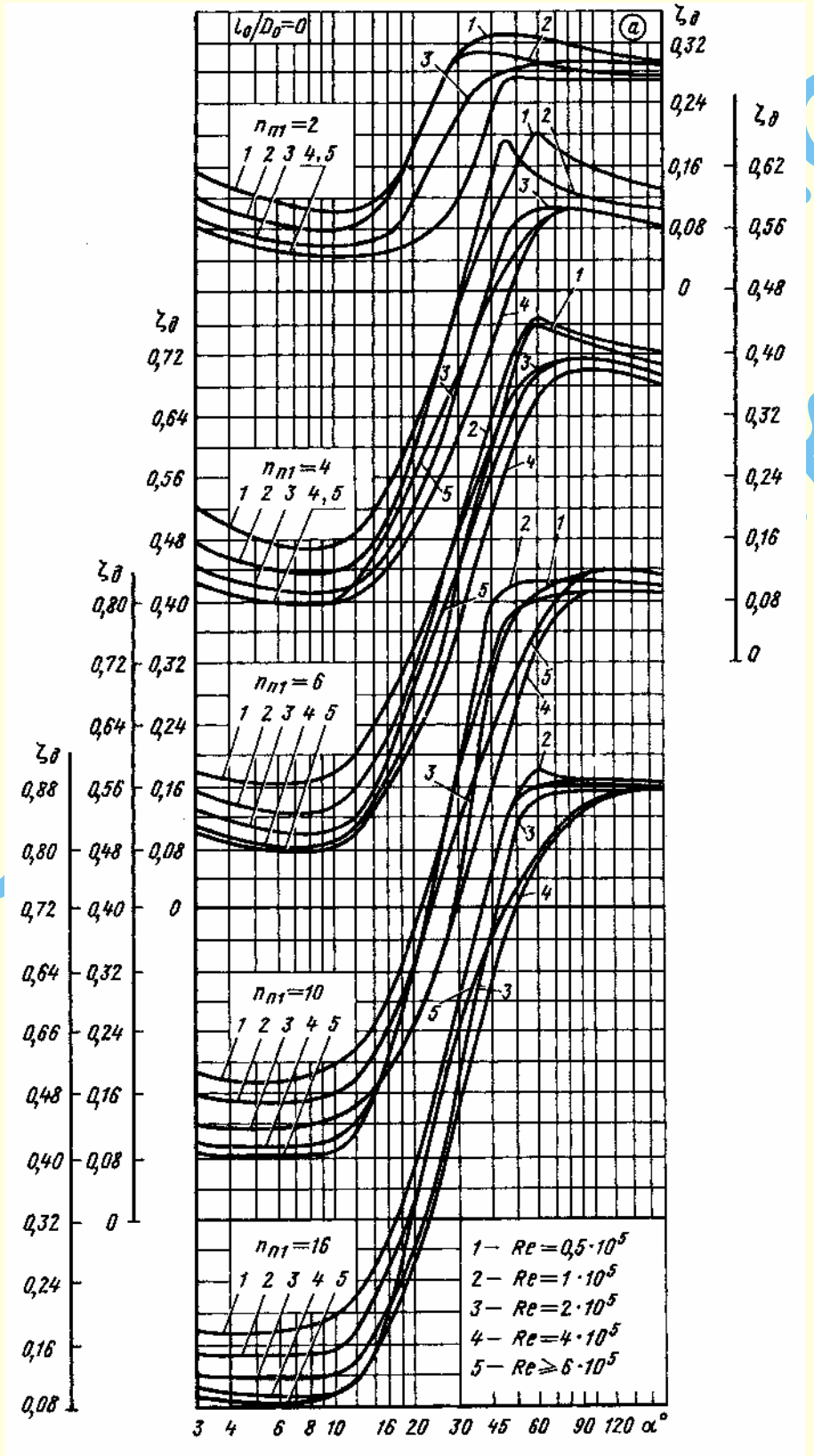
Значения $k_д$ при $4 \le n_{п1} \le 16$

$\frac{l_0}{D_0}$	α°												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	≥90
Re = 0,5·10^5													
2	1,00	1,04	1,07	1,20	1,38	1,28	1,05	1,14	1,07	1,05	1,05	1,06	1,05
5	1,00	1,25	1,47	1,60	1,66	1,65	1,60	1,58	1,43	1,23	1,08	1,06	1,05
10	1,50	1,65	1,85	1,90	2,10	2,10	2,05	1,93	1,70	1,38	1,26	1,20	1,05
≥ 20	1,30	1,43	1,65	1,85	1,98	1,74	1,75	1,66	1,48	1,23	1,10	1,06	1,05
Re = 1·10^5													
2	1,05	1,10	1,14	1,26	1,47	1,40	1,28	1,18	1,06	0,95	0,95	0,95	1,02
5	1,30	1,46	1,68	1,93	2,15	2,15	2,05	1,90	1,60	1,07	1,00	1,00	1,02
10	1,67	1,83	2,08	2,28	2,60	2,50	2,43	2,20	1,83	1,30	1,10	1,03	1,02
≥ 20	1,50	1,63	1,93	2,15	2,60	2,50	2,27	2,07	1,73	1,20	1,05	1,07	1,02
Re = 3·10^5 и 4·10^5													
2	1,07	1,25	1,40	1,60	2,14	2,25	2,20	2,12	1,90	1,53	1,25	1,10	1,05
5	1,30	1,47	1,67	2,00	2,45	2,53	2,47	2,40	2,20	1,60	1,26	1,15	1,06
10	1,90	2,05	2,30	2,70	3,38	3,30	3,13	3,00	2,65	1,80	1,30	1,15	1,06
≥ 20	1,52	1,73	2,13	2,50	3,27	3,13	2,93	2,75	2,40	1,67	1,30	1,15	1,06

Справочник по гидравлике

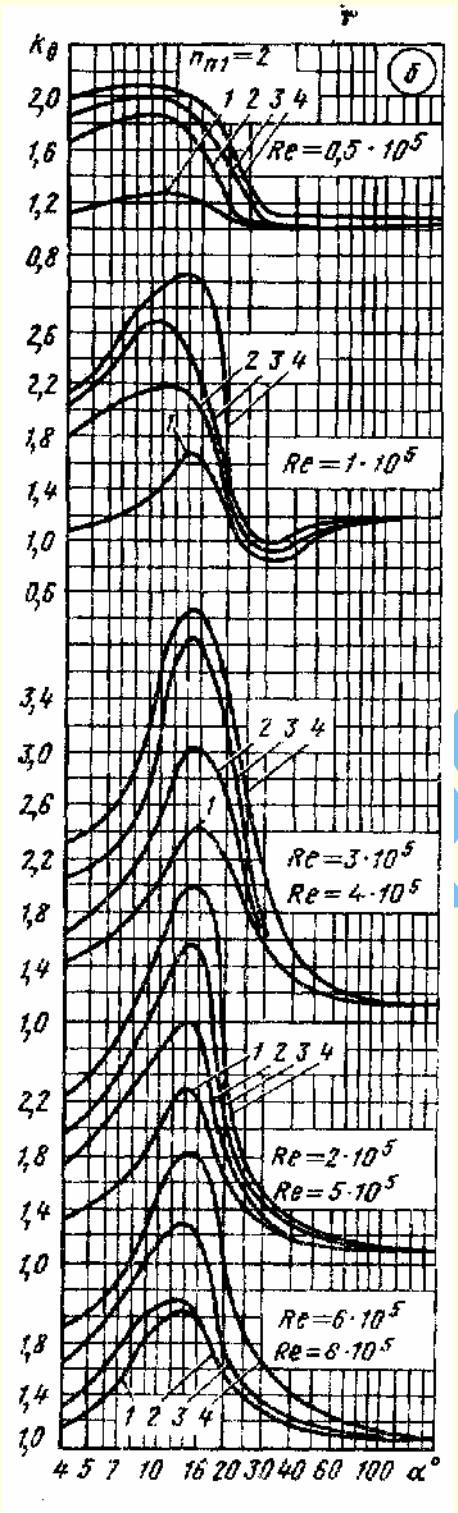
Продолжение

Диффузор круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при $\alpha = 3 \div 180°$ **[279–283]**	**Диаграмма 1.8.3–2**



Продолжение

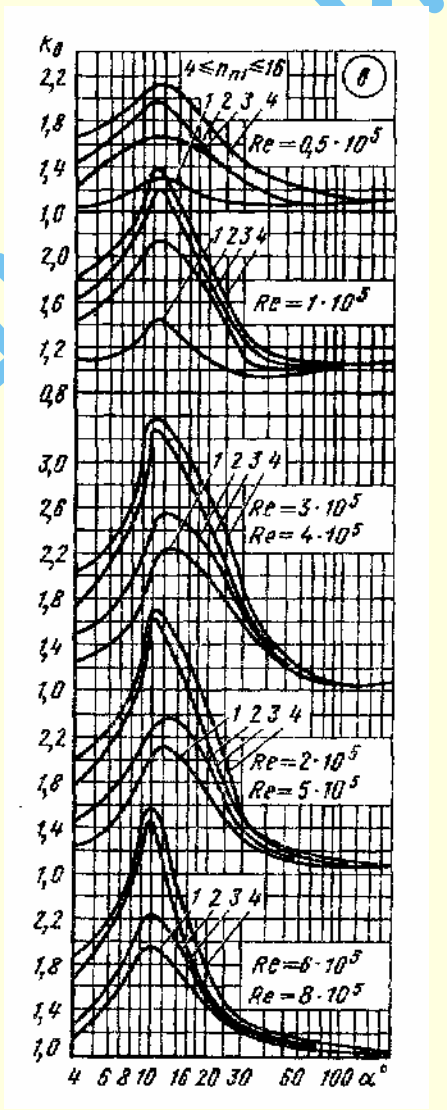
Диффузор круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при $\alpha = 3 \div 180°$ **[279–283]**	**Диаграмма 1.8.3–2**



Номер кривой	*1*	*2*	*3*	*4*
$\frac{l_0}{D_0}$	2	5	10	20

Значения $k_д$ при $4 \le n_{n1} \le 16$

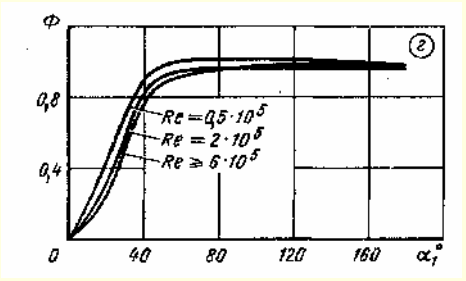
$\frac{l_0}{D_0}$	α°												
	2	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	≥90
$Re = 2 \cdot 10^5$ и $5 \cdot 10^5$													
2	1,00	1,20	1,40	1,63	2,05	2,13	2,07	1,95	1,68	1,32	1,15	1,13	1,07
5	1,30	1,47	1,69	2,00	2,27	2,35	2,37	2,27	1,95	1,40	1,19	1,13	1,07
10	1,80	2,00	2,25	2,60	3,30	3,20	3,00	2,80	2,40	1,53	1,26	1,20	1,07
≥20	1,54	1,73	2,12	2,43	3,20	3,00	2,75	2,50	2,10	1,50	1,23	1,15	1,07
$Re \ge 6 \cdot 10^5$													
2	1,00	1,13	1,42	1,73	1,98	1,93	1,83	1,70	1,50	1,23	1,13	1,10	1,07
5	1,05	1,23	1,60	1,95	2,25	2,20	2,08	1,90	1,55	1,25	1,15	1,10	1,07
10	1,60	1,82	2,15	2,55	3,20	3,02	2,53	2,20	1,83	1,33	1,22	1,18	1,07
≥20	1,35	1,63	2,10	2,43	3,05	2,70	2,23	1,98	1,60	1,30	1,20	1,15	1,07



Справочник по гидравлическим

Продолжение

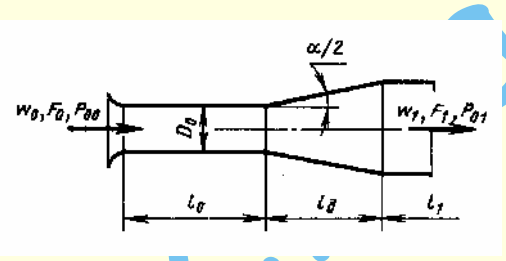
Диффузор круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при $\alpha = 3 \div 180°$ **[279–283]**	**Диаграмма 1.8.3–2**



Значения Φ при различных числах Re

α°													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	180
Re = 0,5·10^5													
0	0,12	0,26	0,35	0,45	0,58	0,75	0,90	0,95	0,98	1,0	1,02	1,0	1,0
Re = 2·10^5													
0	0,08	0,15	0,24	0,32	0,43	0,60	0,82	0,88	0,93	0,95	0,95	0,97	0,99
Re ≥ 6·10^5													
0	0,04	0,09	0,18	0,25	0,37	0,52	0,77	0,82	0,88	0,91	0,95	0,97	0,98

Диффузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ **при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [142]**	**Диаграмма 1.8.3–3**



$\bar{p} \equiv \frac{p_1^*}{p_0^*} = f\left(\lambda_0, \alpha, n_{п1}, \frac{l_0}{D_0}\right)$ определяется по графикам *а – д;*

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0 w_0^2/2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_0^2} \ln \frac{1}{\bar{p}_0};$$

$k = \frac{c_p}{c_v}$ см. табл. 1.36;

$$\lambda_0 \equiv \frac{w_0}{a_{кр}};\ a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$$

Значения $\bar{p}_0$ при α = 4° (график *а*)

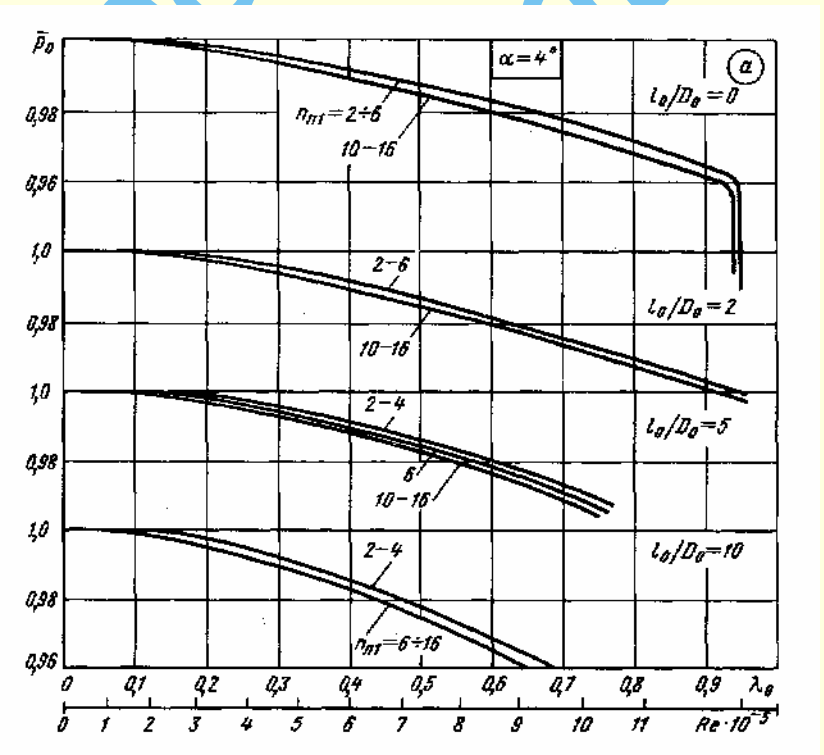
$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	Re ·10^{-5}										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	11,9	12,0
$\frac{l_0}{D_0} = 0$											
2 ÷ 6	0,999	0,998	0,995	0,991	0,987	0,983	0,975	0,971	0,964	0,961	0,930
10–16	0,999	0,997	0,994	0,990	0,985	0,980	0,973	0,968	0,961	0,958	0,920
$\frac{l_0}{D_0} = 2$											
2 ÷ 6	0,999	0,998	0,995	0,991	0,986	0,981	0,975	0,969	0,962	0,960	–
10 ÷ 16	0,999	0,997	0,993	0,989	0,984	0,978	0,973	0,967	0,961	0,958	–

Справочник по гидравлике

Продолжение

Диффузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [142]	**Диаграмма 1.8.3–3**

$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	Re $\cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	11,9	12,0
$\frac{l_0}{D_0} = 5$											
2	0,999	0,998	0,995	0,991	0,986	0,980	0,974	0,965	–	–	–
4 ÷ 6	0,999	0,997	0,994	0,990	0,985	0,978	0,971	0,930	–	–	–
10 ÷ 16	0,998	0,996	0,993	0,988	0,983	0,977	0,970	0,960	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$											
2 ÷ 4	0,999	0,997	0,992	0,985	0,978	0,969	0,959	–	–	–	–
6 ÷ 16	0,999	0,995	0,990	0,983	0,975	0,966	0,955	–	–	–	–



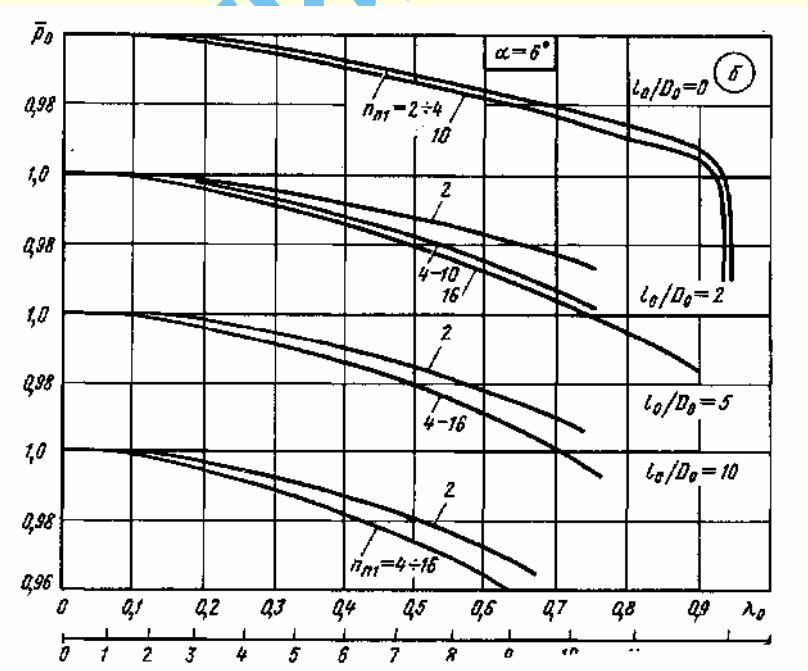
Справочник по гидравлике

Продолжение

Диффузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [142]	**Диаграмма 1.8.3–3**

Значения $\bar{p}_0$ при $\alpha = 6°$ (график *б*)

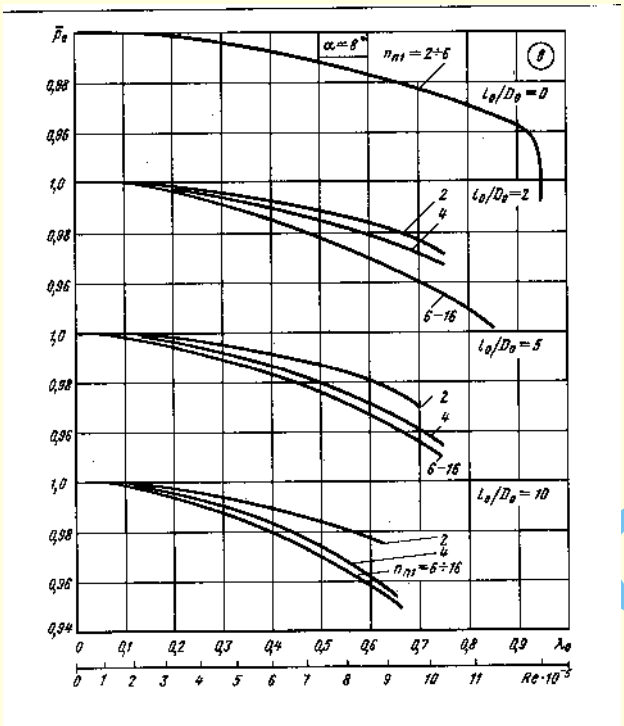
$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	Re $\cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	11,9	12,0
$\frac{l_0}{D_0} = 0$											
2 ÷ 4	0,999	0,998	0,996	0,993	0,989	0,984	0,980	0,975	0,970	0,960	0,930
6 ÷ 16	0,999	0,998	0,995	0,991	0,987	0,983	0,977	0,973	0,966	0,958	0,930
$\frac{l_0}{D_0} = 2$											
2	0,999	0,998	0,995	0,992	0,988	0,983	0,975	0,965	–	–	–
4	0,999	0,997	0,993	0,989	0,984	0,977	0,970	0,960	–	–	–
10 ÷ 16	0,999	0,996	0,992	0,987	0,982	0,975	0,967	0,958	0,946	–	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$											
2	0,999	0,998	0,995	0,990	0,985	0,977	0,968	0,958	–	–	–
4	0,999	0,996	0,992	0,987	0,981	0,975	0,966	0,956	–	–	–
10 ÷ 16	0,999	0,995	0,991	0,986	0,980	0,972	0,962	0,950	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$											
2	0,999	0,995	0,993	0,987	0,980	0,970	0,958	–	–	–	–
4	0,999	0,996	0,991	0,985	0,977	0,967	0,956	–	–	–	–
10 ÷ 16	0,998	0,995	0,989	0,982	0,974	0,964	0,952	–	–	–	–



Справочник по гидравлике

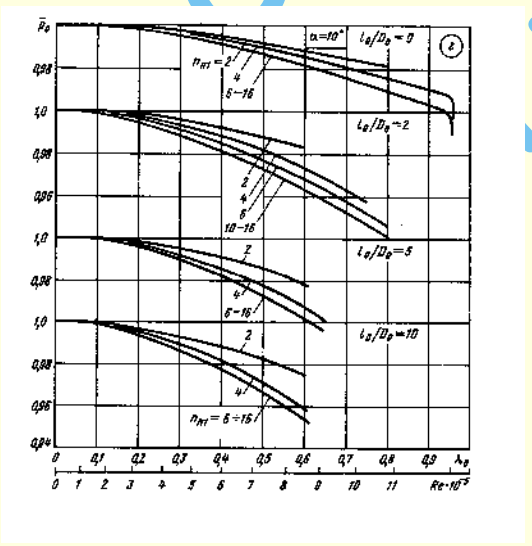
Продолжение

Диффузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [142]	**Диаграмма 1.8.3–3**



Значения $\bar{p}_0$ при α = 8° (график *в*)

$n_{п1}$	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	Re ·10 $^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0
$\frac{l_0}{D_0} = 0$										
2 ÷ 16	0,999	0,998	0,995	0,992	0,987	0,982	0,976	0,970	0,962	0,930
$\frac{l_0}{D_0} = 2$										
2	0,999	0,997	0,995	0,992	0,987	0,982	0,975	–	–	–
4	0,999	0,997	0,993	0,989	0,984	0,978	0,971	–	–	–
6 ÷ 16	0,999	0,996	0,992	0,985	0,979	0,970	0,960	0,950	0,948	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$										
2	0,999	0,997	0,995	0,991	0,987	0,980	0,970	–	–	–
4	0,999	0,996	0,992	0,986	0,979	0,971	0,961	0,948	–	–
6 ÷ 16	0,999	0,995	0,989	0,983	0,975	0,966	0,955	0,942	–	–
$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$										
2	0,999	0,996	0,993	0,989	0,984	0,972	–	–	–	–
4	0,999	0,996	0,990	0,984	0,974	0,962	–	–	–	–
6 ÷ 16	0,999	0,993	0,987	0,980	0,970	0,959	–	–	–	–



Значения $\bar{p}_0$ при α = 10° (график *г*)

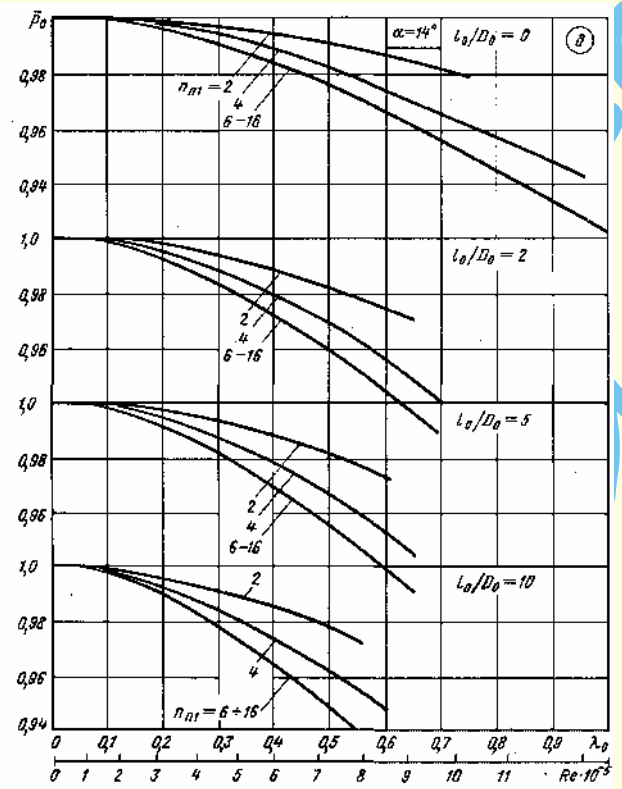
$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,96
	Re ·10 $^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0	12,2
$\frac{l_0}{D_0} = 0$											
2	0,999	0,998	0,997	0,995	0,991	0,987	0,984	0,981	–	–	–
4	0,999	0,998	0,997	0,994	0,990	0,985	0,980	0,975	0,971	0,960	0,950
6 ÷ 16	0,999	0,998	0,996	0,992	0,987	0,982	0,975	0,970	0,963	0,959	0,940
$\frac{l_0}{D_0} = 2$											
2	0,999	0,998	0,995	0,991	0,986	0,978	0,968	–	–	–	–
4	0,999	0,997	0,993	0,988	0,981	0,972	0,963	0,950	–	–	–
6	0,999	0,996	0,991	0,984	0,977	0,968	0,958	0,947	–	–	–
10 ÷ 16	0,999	0,995	0,989	0,981	0,972	0,963	0,953	0,940	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$											
2	0,999	0,998	0,995	0,990	0,985	0,978	–	–	–	–	–
4	0,999	0,996	0,992	0,985	0,978	0,967	0,955	–	–	–	–
6 ÷ 16	0,999	0,996	0,989	0,981	0,973	0,962	0,950	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение

Диффузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$ при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления полного давления) [142]	**Диаграмма 1.8.3–3**

$n_{п1}$	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,96
	Re ·10 $^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0	12,2
$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$											
2	0,999	0,996	0,992	0,988	0,982	0,975	–	–	–	–	–
4 ÷ 6	0,998	0,995	0,989	0,982	0,971	0,959	–	–	–	–	–
10 ÷ 16	0,998	0,993	0,985	0,976	0,965	0,954	–	–	–	–	–

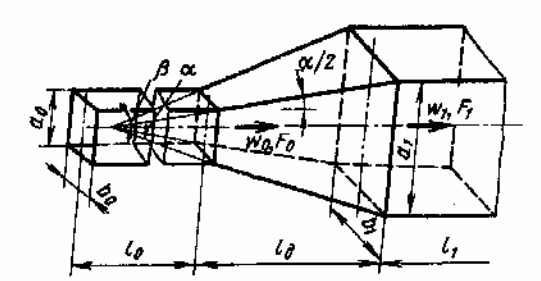


Значения $\bar{p}_0$ при α = 14° (график *д*)

n_1	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	Re ·10 $^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,7	10,8	11,7	12,0
$\frac{l_0}{D_0} = 0$										
2	0,999	0,998	0,996	0,993	0,990	0,986	0,982	0,976	–	–
4	0,999	0,997	0,994	0,990	0,982	0,974	0,965	0,957	0,948	0,945
6 ÷ 16	0,999	0,996	0,990	0,984	0,974	0,966	0,956	0,945	0,934	0,924
$\frac{l_0}{D_0} = 2$										
2	0,999	0,997	0,993	0,988	0,982	0,975	0,966	–	–	–
4	0,999	0,995	0,988	0,979	0,970	0,957	0,941	–	–	–
6 ÷ 16	0,998	0,992	0,983	0,972	0,960	0,945	0,930	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$										
2	0,999	0,997	0,993	0,988	0,982	0,974	–	–	–	–
4	0,998	0,994	0,987	0,978	0,966	0,952	0,938	–	–	–
6 ÷ 16	0,998	0,991	0,981	0,968	0,953	0,938	0,920	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$										
2	0,999	0,995	0,991	0,985	0,978	0,969	–	–	–	–
4	0,998	0,992	0,984	0,974	0,961	0,948	–	–	–	–
6 ÷ 16	0,997	0,990	0,972	0,963	0,933	0,922	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Диффузор прямоугольного сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ при $\alpha = 4 \div 180°$ **[141]**	**Диаграмма 1.8.3–4**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};$$

$$n_{п1} = \frac{F_1}{F_0};$$

$$\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu}$$

1. Равномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1{,}0 \text{ или } \frac{l_0}{D_г} \approx 0\right)$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_д = f\left(\alpha, n_{п1}, \mathrm{Re}\right)$$ см. таблицу и график *а*;

Аппроксимационные формулы см. 1.8.3.1. п. 40,

2. Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} > 1{,}0;\ \frac{2\delta^*}{D_г} > 1{,}0\% \text{ или } \frac{l_0}{D_г} \geq 10\right)$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_д = f\left(\alpha, n_{п1}, \mathrm{Re}\right)$$ см. таблицу и график *б*;

3. Для диффузоров с $\alpha = 6 \div 14°$ за фасонной частью

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_д \zeta_д,$$

где $\zeta_д$ см. таблицу и график *а* диаграммы 1.8.3–4; $k_д = f\left(\frac{w}{w_0}\right)$ см. таблицу диаграммы 1.8.3–1; $\frac{w_{max}}{w_0} = f\left(\frac{l_0}{D_г}\right)$ см. диаграмму 1.8.3–1; $\alpha \geq \beta$

Значения $\zeta_д$ при $\frac{l_0}{D_0} = 0$

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-5}$	α^o													
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 2$														
0,5	0,140	0,136	0,135	0,152	0,175	0,200	0,235	0,250	0,300	0,325	0,326	0,325	0,320	0,300
1	0,110	0,110	0,105	0,130	0,160	0,185	0,200	0,230	0,270	0,300	0,315	0,310	0,310	0,300
2	0,005	0,090	0,095	0,116	0,150	0,175	0,180	0,216	0,250	0,285	0,310	0,315	0,325	0,300
≥ 4	0,085	0,085	0,090	0,112	0,145	0,175	0,185	0,220	0,250	0,285	0,310	0,315	0,325	0,310
$n_{п1} = 4$														
0,5	0,170	0,185	0,200	0,245	0,300	0,335	0,380	0,450	0,520	0,580	0,620	0,640	0,640	0,640
1	0,145	0,155	0,180	0,225	0,280	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625
2	0,115	0,135	0,150	0,200	0,260	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625
≥ 4	0,106	0,118	0,130	0,195	0,260	0,335	0,360	0,430	0,500	0,560	0,605	0,630	0,630	0,625
$n_{п1} = 6$														
0,5	0,185	0,190	0,205	0,295	0,370	0,420	0,460	0,525	0,625	0,715	0,775	0,790	0,790	0,785
1	0,155	0,165	0,185	0,250	0,320	0,380	0,420	0,485	0,600	0,695	0,750	0,775	0,770	0,760
2	0,130	0,140	0,165	0,235	0,320	0,360	0,420	0,465	0,580	0,675	0,720	0,760	0,760	0,750
≥ 4	0,120	0,125	0,145	0,230	0,300	0,360	0,400	0,465	0,580	0,675	0,720	0,760	0,760	0,750
$n_{п1} \geq 10$														
0,5	0,180	0,195	0,240	0,300	0,375	0,430	0,470	0,530	0,635	0,750	0,840	0,890	0,890	0,880
1	0,160	0,175	0,205	0,265	0,340	0,400	0,440	0,550	0,615	0,725	0,815	0,880	0,880	0,865
2	0,130	0,155	0,180	0,240	0,320	0,370	0,420	0,490	0,590	0,700	0,795	0,870	0,850	0,860
≥ 4	0,120	0,135	0,160	0,235	0,320	0,370	0,420	0,490	0,590	0,700	0,795	0,870	0,850	0,860

Справочник по гидравлике

Продолжение

Диффузор прямоугольного сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ при $\alpha = 4 \div 180°$ **[141]**	**Диаграмма 1.8.3–4**

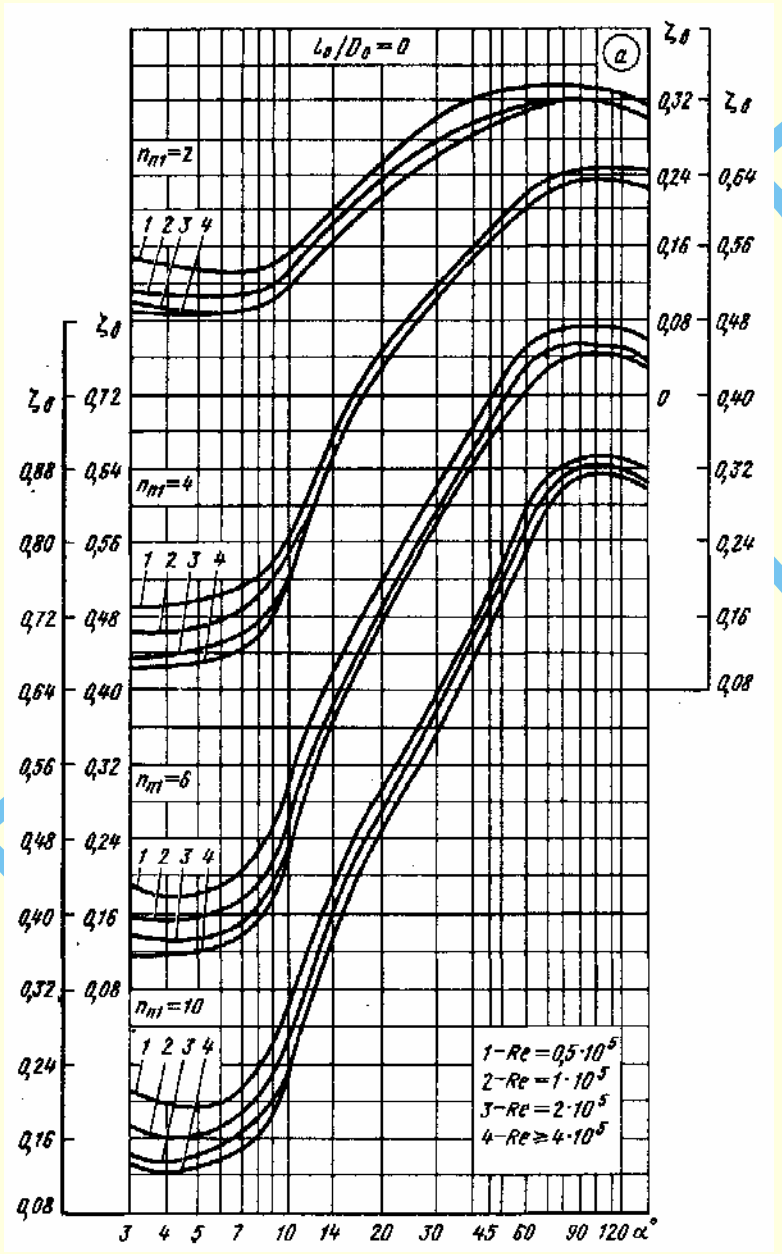
Значения $\zeta_д$ при $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$

α^o	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 2$														
0,5	0,200	0,240	0,280	0,280	0,298	0,305	0,315	0,325	0,340	0,355	0,355	0,350	0,340	0,310
1	0,175	0,200	0,215	0,235	0,250	0,260	0,275	0,290	0,310	0,330	0,340	0,340	0,320	0,310
2	0,140	0,160	0,180	0,195	0,210	0,225	0,240	0,260	0,280	0,310	0,320	0,335	0,320	0,310
≥ 4	0,105	0,125	0,140	0,160	0,200	0,195	0,210	0,235	0,265	0,300	0,320	0,335	0,320	0,310
$n_{п1} = 4$														
0,5	0,260	0,320	0,360	0,400	0,430	0,455	0,480	0,510	0,565	0,610	0,635	0,655	0,650	0,640
1	0,220	0,270	0,320	0,365	0,400	0,435	0,460	0,495	0,550	0,600	0,630	0,650	0,650	0,640
2	0,180	0,230	0,275	0,320	0,365	0,400	0,430	0,470	0,530	0,590	0,620	0,650	0,650	0,640
≥ 4	0,130	0,180	0,220	0,270	0,320	0,350	0,380	0,430	0,500	0,580	0,620	0,650	0,650	0,640
$n_{п1} = 6$														
0,5	0,310	0,360	0,400	0,450	0,490	0,530	0,560	0,615	0,685	0,750	0,775	0,795	0,785	0,760
1	0,250	0,305	0,375	0,405	0,455	0,500	0,530	0,580	0,650	0,720	0,775	0,780	0,775	0,760
2	0,190	0,265	0,305	0,370	0,420	0,460	0,495	0,545	0,635	0,710	0,745	0,775	0,775	0,760
≥ 4	0,140	0,205	0,255	0,320	0,380	0,425	0,460	0,520	0,615	0,695	0,740	0,770	0,775	0,760
$n_{п1} = 10$														
0,5	0,300	0,360	0,415	0,470	0,520	0,570	0,600	0,670	0,760	0,850	0,900	0,960	0,920	0,880
1	0,240	0,315	0,370	0,455	0,490	0,540	0,580	0,640	0,730	0,830	0,880	0,940	0,910	0,880
2	0,185	0,265	0,325	0,400	0,460	0,515	0,550	0,610	0,715	0,810	0,860	0,930	0,910	0,880
≥ 4	0,130	0,200	0,270	0,345	0,400	0,460	0,500	0,570	0,680	0,790	0,855	0,930	0,910	0,880

Справочник по гидравлике

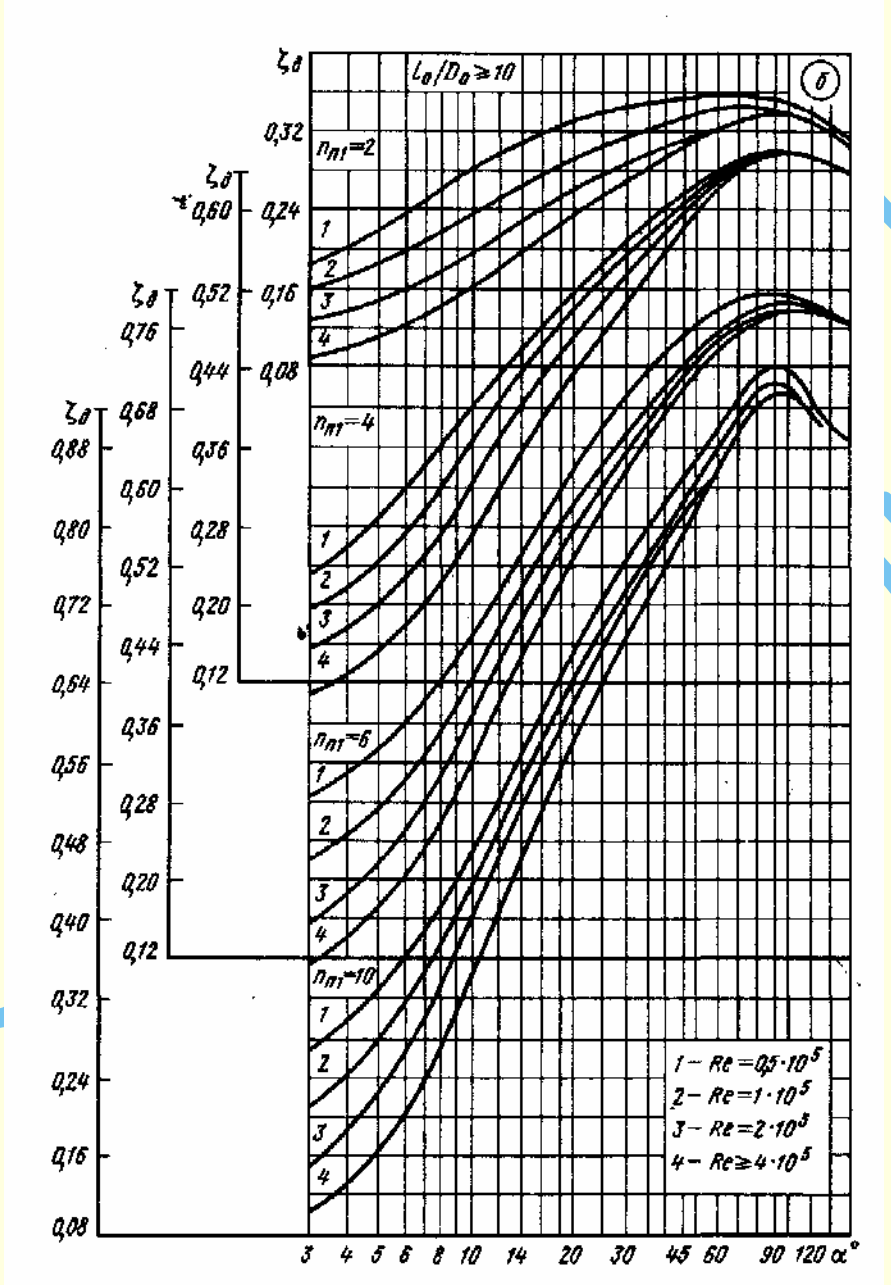
Продолжение

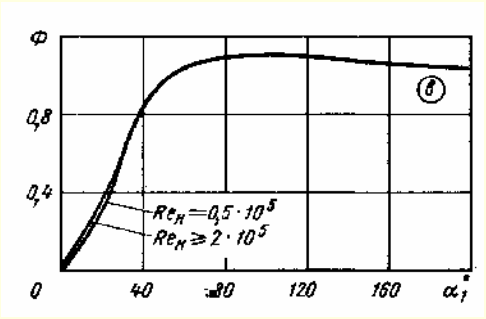
Диффузор прямоугольного сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ при $\alpha = 4 \div 180°$ **[141]**	**Диаграмма 1.8.3–4**



Продолжение

Диффузор прямоугольного сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ при $\alpha = 4 \div 180°$ **[141]**	**Диаграмма 1.8.3–4**

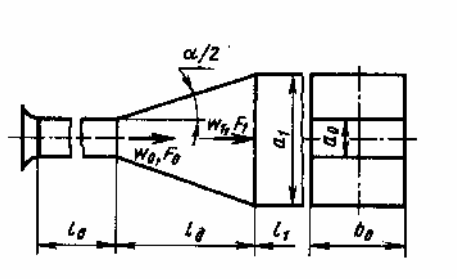




Значения Φ при различных числах Re

α_1°													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	180
Re = 0,5·10^5													
0	0,10	0,20	0,28	0,36	0,48	0,60	0,84	0,89	0,97	1,04	1,10	1,09	1,06
Re = 2·10^5													
0	0,05	0,12	0,23	0,30	0,45	0,60	0,84	0,89	0,97	1,04	1,10	1,09	1,06

Диффузор в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ с расширением в одной плоскости [141]	**Диаграмма 1.8.3–5**



1. Равномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1,0 \text{ или } \frac{l_0}{D_г} \approx 0\right)$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_д = f\left(\alpha,\ n_{п1},\ \mathrm{Re}\right)$$ см. таблицу и график *а*.

Аппроксимационные формулы см. 1.8.3.1. п. 41.
Расчет доотрывных диффузоров см. 1.8.3.1. п. 31.

2. Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} > 1,0;\ \frac{2\delta^*}{D_г} > 1,0\% \text{ или } \frac{l_0}{D_г} \geq 10\right)$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_д = f\left(\alpha,\ n_{п1},\ \mathrm{Re}\right)$$ см. таблицу и график *б* диаграммы 1.8.3–5.

3. Для диффузоров с $\alpha = 6 \div 20°$ за фасонной частью $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta_д$, где $\zeta_д$ см. таблицу и график *а*;

$k_д = f\left(\frac{w}{w_0}\right)$ и $\frac{w_{max}}{w_0} = f\left(\frac{l_0}{D_г}\right)$ см. диаграмму 1.8.3–1

Значения $\zeta_д$ при $\frac{l_0}{D_г} = 0$

$\mathrm{Re} \cdot 10^{-5}$	α^o											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 2$												
0,5	0,200	0,165	0,142	0,135	0,125	0,154	0,235	0,350	0,370	0,380	0,370	0,350
1	0,180	0,145	0,125	0,115	0,105	0,120	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
2	0,163	0,125	0,110	0,100	0,093	0,115	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
≥ 4	0,150	0,115	0,100	0,096	0,083	0,115	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
$n_{п1} = 4$												
0,5	0,275	0,225	0,185	0,170	0,182	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
1	0,230	0,182	0,160	0,153	0,180	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
2	0,210	0,162	0,142	0,140	0,162	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
≥ 4	0,195	0,150	0,133	0,135	0,162	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
$n_{п1} = 6$												
0,5	0,310	0,250	0,215	0,205	0,210	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
1	0,250	0,205	0,175	0,170	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
2	0,235	0,190	0,160	0,158	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
4	0,215	0,165	0,143	0,143	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
≥ 6	0,200	0,150	0,130	0,130	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800

Значения $\zeta_д$ при $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$

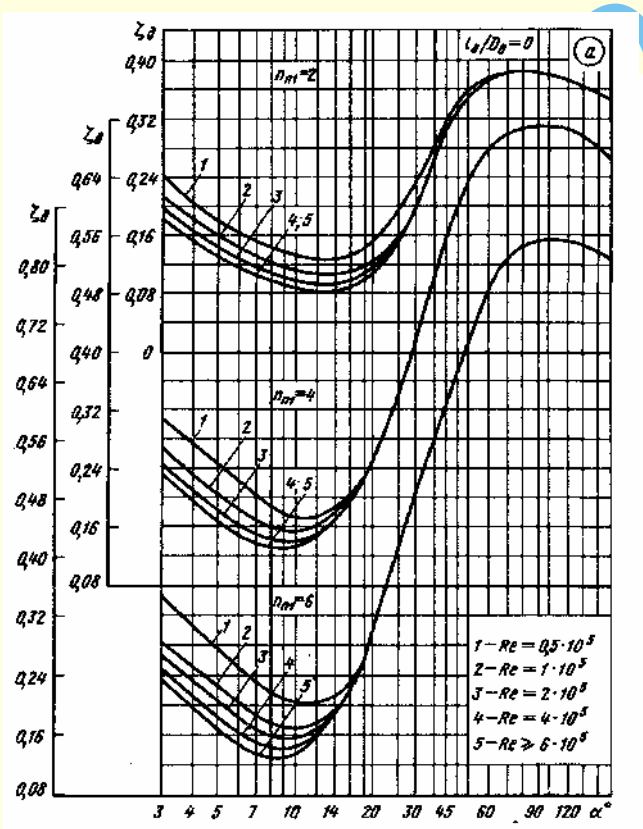
$\mathrm{Re} \cdot 10^{-5}$	α^o											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1} = 2$												
0,5	0,260	0,225	0,210	0,210	0,220	0,240	0,300	0,360	0,370	0,380	0,370	0,350
1	0,225	0,200	0,190	0,190	0,200	0,220	0,270	0,344	0,370	0,380	0,370	0,350
2	0,150	0,130	0,125	0,125	0,150	0,185	0,245	0,340	0,370	0,380	0,370	0,350
4	0,125	0,110	0,100	0,105	0,120	0,155	0,205	0,340	0,370	0,380	0,370	0,350
≥ 6	0,125	0,110	0,100	0,105	0,120	0,155	0,205	0,340	0,370	0,380	0,370	0,350

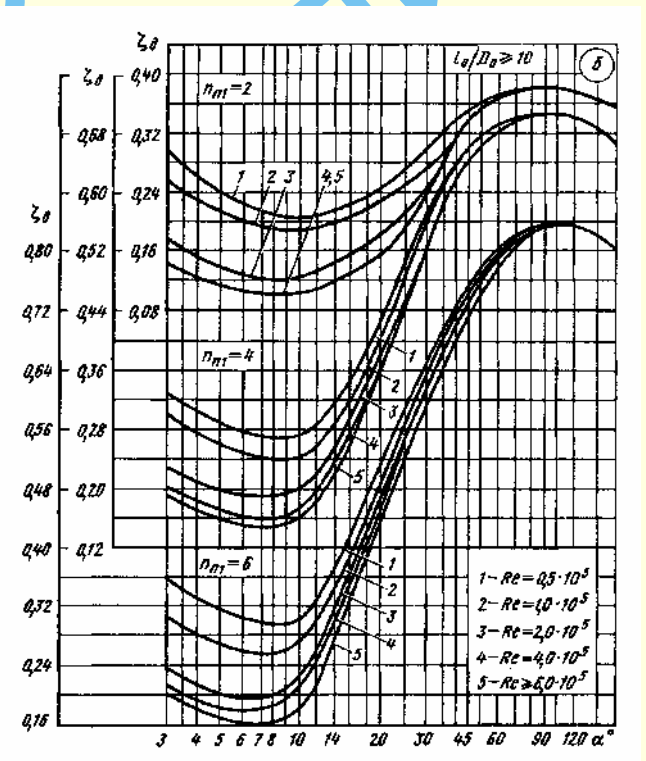
Справочник по гидравлике

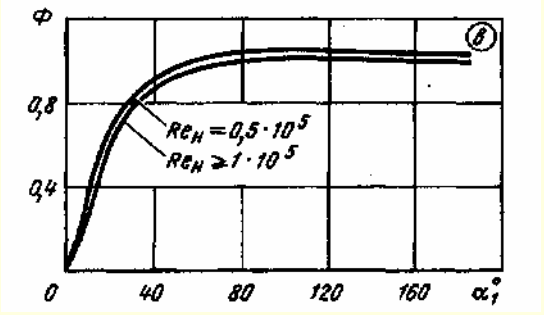
Продолжение

Диффузор в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ с расширением в одной плоскости [141]	**Диаграмма 1.8.3–5**

Re ·10^{-5}	α°											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
$n_{п1}$ = 4												
0,5	0,300	0,280	0,270	0,275	0,320	0,420	0,570	0,660	0,690	0,700	0,700	0,660
1	0,280	0,250	0,240	0,240	0,295	0,400	0,560	0,650	0,690	0,700	0,700	0,660
2	0,210	0,190	0,195	0,200	0,260	0,380	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
4	0,185	0,160	0,160	0,170	0,230	0,375	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
≥ 6	0,170	0,155	0,150	0,160	0,210	0,360	0,520	0,640	0,680	0,700	0,700	0,660
$n_{п1}$ = 6												
0,5	0,335	0,310	0,300	0,305	0,360	0,500	0,650	0,760	0,810	0,830	0,830	0,800
1	0,280	0,260	0,255	0,270	0,350	0,490	0,640	0,750	0,800	0,830	0,830	0,800
2	0,215	0,200	0,205	0,220	0,320	0,475	0,610	0,730	0,790	0,830	0,830	0,800
4	0,190	0,180	0,185	0,210	0,300	0,460	0,610	0,730	0,790	0,830	0,830	0,800
≥ 6	0,180	0,165	0,165	0,180	0,280	0,440	0,590	0,710	0,780	0,830	0,830	0,800



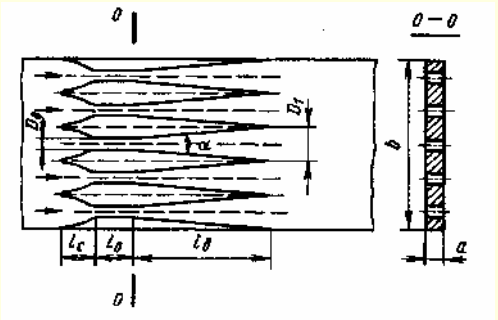




Значения Φ при различных числах Re

$\alpha_1°$													
0	5	10	15	20	25	30	40	45	50	60	80	140	160
Re = 0,5·10^5													
0	0,10	0,40	0,60	0,69	0,76	0,84	0,92	0,95	0,98	1,02	1,05	1,05	1,03
Re ≥ 10^5													
0	0,10	0,30	0,50	0,60	0,68	0,78	0,88	0,90	0,93	0,97	1,00	1,02	1,00

Плоский пятиканальный дозвуковой диффузор в сети; $n_{п1} = 6{,}45$; $Re = (0{,}6 \div 4)\cdot 10^5$ **[283]**	**Диаграмма 1.8.3–6**



$$\bar{p}_0 = \frac{p_1^*}{p_0^*}$$ см. график *а*;

$$\zeta_д = \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2} - 0{,}024 = \zeta'_п - 0{,}024\ ;\ \zeta'_п$$ см. график *б*.

Значения $\bar{p}_0$ при различных $\bar{l}_д$ (график *а*)

α°	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0} = 3{,}23$										
8	0,999	0,995	0,990	0,988	0,981	0,975	0,967	0,960	0,950	0,900
12	0,999	0,995	0,990	0,989	0,975	0,963	0,950	0,938	0,870	–
16	0,999	0,996	0,987	0,979	0,968	0,934	0,938	0,920	0,870	–
$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0} = 6{,}45$										
8	0,999	0,992	0,988	0,979	0,969	0,956	0,945	0,926	0,907	0,88
12	0,998	0,991	0,984	0,976	0,965	0,950	0,930	0,904	0,850	–
16	0,997	0,991	0,983	0,959	0,954	0,954	0,913	0,887	0,82	–
$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0} = 9{,}68$										
8	0,998	0,990	0,983	0,975	0,963	0,950	0,931	0,913	0,84	–
12	0,996	0,990	0,982	0,970	0,957	0,940	0,917	0,888	0,83	–
16	0,995	0,988	0,978	0,963	0,948	0,927	0,900	0,868	–	–

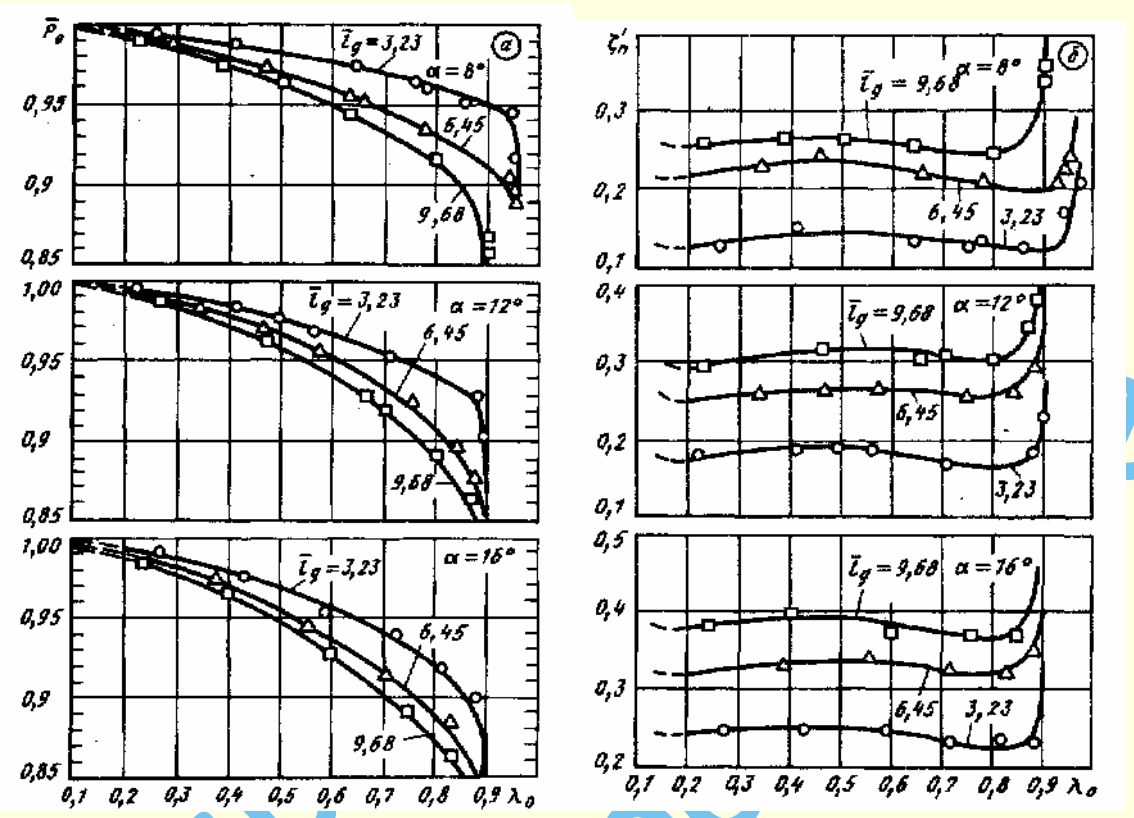
Значения $\zeta_д$ при различных $\bar{l}_д$ (график *б*)

α°	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0} = 3{,}23$										
8	0,10	0,10	0,11	0,12	0,13	0,12	0,11	0,10	0,10	0,18
12	0,20	0,20	0,21	0,22	0,22	0,21	0,20	0,18	0,18	0,28
16	0,23	0,23	0,23	0,24	0,24	0,24	0,23	0,23	0,33	–
$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0} = 6{,}45$										
8	0,16	0,16	0,17	0,17	0,18	0,17	0,16	0,15	0,20	–
12	0,23	0,23	0,23	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	0,31	–
16	0,28	0,28	0,28	0,29	0,30	0,30	0,29	0,28	0,38	–
$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0} = 9{,}68$										
8	0,22	0,22	0,23	0,23	0,23	0,22	0,21	0,20	0,29	–
12	0,30	0,30	0,30	0,30	0,31	0,31	0,30	0,29	0,38	–
16	0,36	0,36	0,37	0,37	0,37	0,36	0,35	0,35	0,43	–

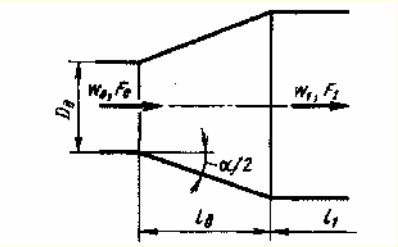
Справочник по гидравлике

Продолжение

Плоский пятиканальный дозвуковой диффузор в сети; $n_{п1} = 6{,}45$; $\mathrm{Re} = (0{,}6 \div 4)\cdot 10^5$ **[283]**	**Диаграмма 1.8.3–6**



Диффузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$**; ламинарный режим течения** $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \le 50\right)$ **[36]**	**Диаграмма 1.8.3–7**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0},$$

$$n_{п1} = \frac{F_1}{F_0}$$

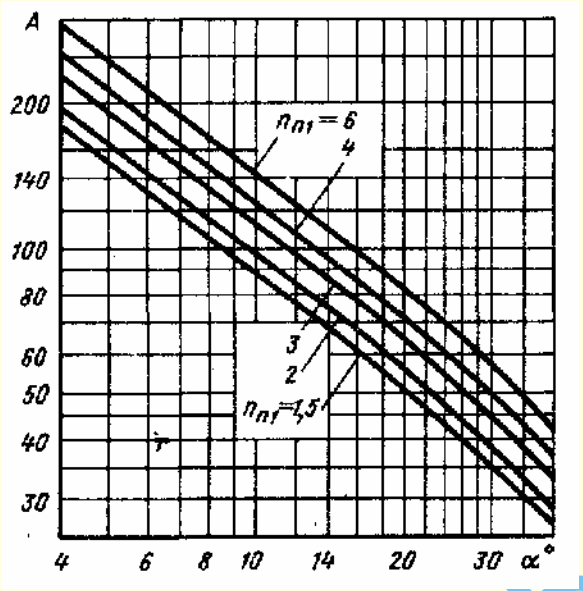
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}},$$

где при $\alpha \le 40°$

$$A = \frac{20 n_{п1}^{0{,}33}}{(\mathrm{tg}\,\alpha)^{0{,}75}}$$ см. кривые $A = f(\alpha, n_{п1})$

Продолжение

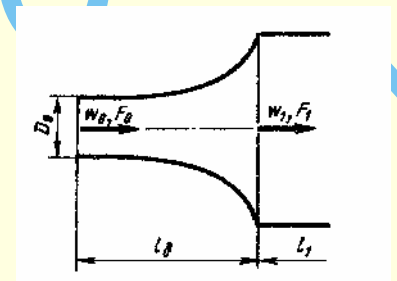
Диффузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$**; ламинарный режим течения** $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \le 50\right)$ **[36]**	**Диаграмма 1.8.3–7**



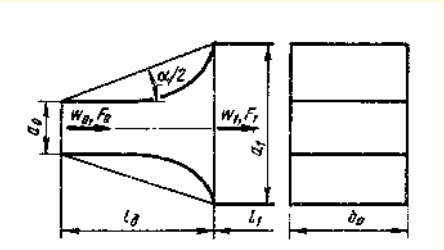
Значения *A*

$n_{п1}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	25	30	35	40
1,5	178	130	104	87,5	67,7	50,1	41,4	35,1	30,3	26,3
2	197	144	115	96,8	74,4	55,4	45,8	38,8	33,5	29,1
3	227	166	133	112	85,7	63,8	52,8	44,7	38,6	33,5
4	251	184	147	123	94,8	70,6	58,4	49,5	42,7	37,1
6	290	212	169	142	109	81,4	67,3	57,0	49,2	42,7

Диффузоры с криволинейными образующими в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$**;** $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \ge 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–8**



Диффузор круглого или прямоугольного сечения



Диффузор плоский

$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \varphi_0 \sigma_0 d^* \text{ (формула применима в пределах } 0{,}1 \le \frac{F_0}{F_1} \le 0{,}9\text{),}$$

$$\text{где } \sigma_0 = 1{,}43 - \frac{1{,}3F_0}{F_1} = f\left(\frac{F_0}{F_1}\right);$$

$$d^* = \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 = f_2\left(\frac{F_0}{F_1}\right) \text{ см. график } a;\ \varphi_0 = f\left(\frac{l_д}{D_г}\right) \text{ или } \varphi_0 = f\left(\frac{l_д}{a_0}\right) \text{ см. график } б$$

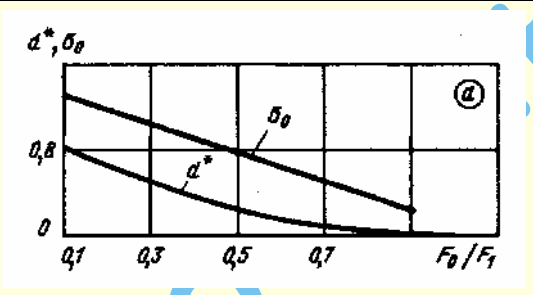
Справочник по гидравликс

Продолжение

Диффузоры с криволинейными образующими в сети $\left(\frac{l_1}{D_1}>0\right)$; $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geq 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–8**

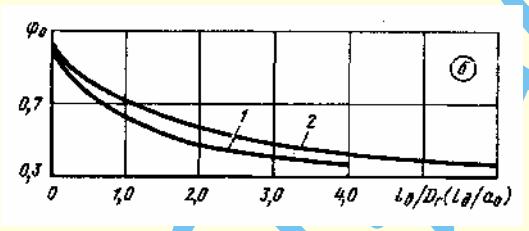
Значения σ_0 и d^*

Параметры	$\frac{F_0}{F_1}$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
σ_0	1,30	1,17	1,04	0,91	0,78	0,65	0,52	0,39	0,26
d^*	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01

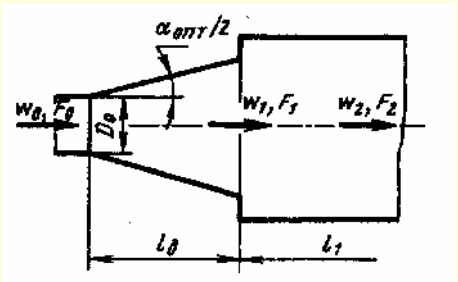


Значения φ_0

$\frac{l_д}{D_г}$ $\left(\frac{l_д}{a_0}\right)$											
0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0
1. Диффузор круглого или прямоугольного сечения											
1,02	0,75	0,62	0,53	0,47	0,43	0,40	0,38	0,37	–	–	–
2. Плоский диффузор											
1,02	0,83	0,72	0,64	0,57	0,52	0,48	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37



Диффузор круглого сечения со ступенчатыми стенками в сети $\left(\frac{l_1}{D_1}>0\right)$; $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geq 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–9**



$$n_{п1}=\frac{F_1}{F_0}=\left(1+2\frac{l_д}{D_0}\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)^2;\quad n_{п2}=\frac{F_2}{F_1};\quad n_п=\frac{F_2}{F_0}$$

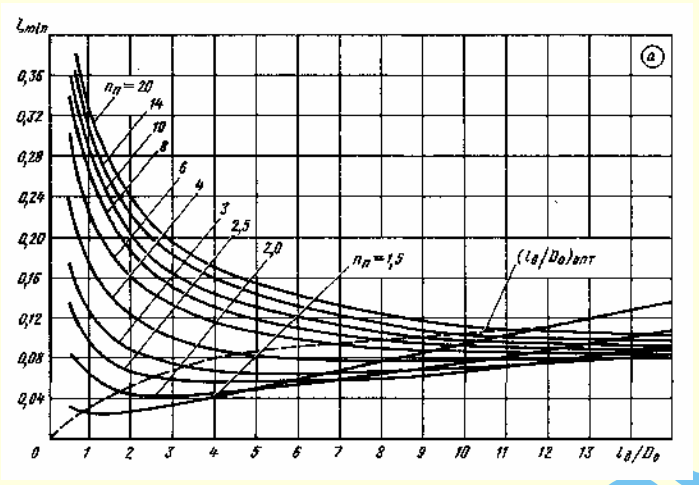
$$\zeta_д\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\zeta_{\min}$$

Формула применима при выборе оптимального угла $\alpha_{опт}$ по графику *б*; ζ_{min} см. график *а* в зависимости от $\frac{l_д}{D_0}$ и $n_п$

Стандартное пособие по гидравлике

Продолжение

Диффузор круглого сечения со ступенчатыми стенками в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$; $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–9**

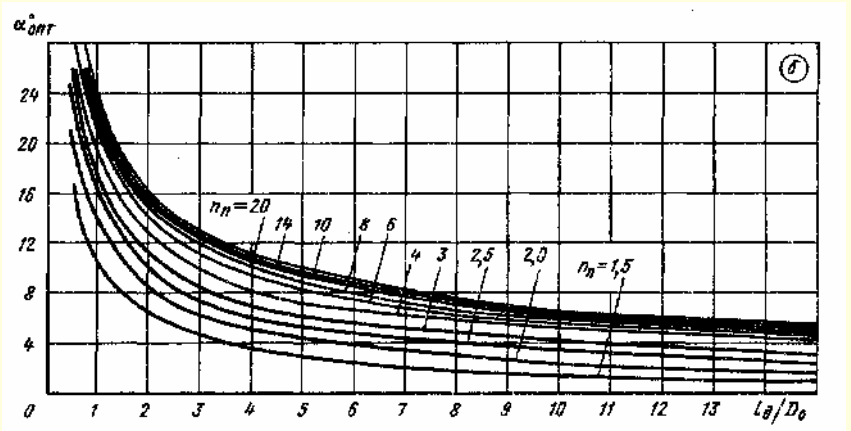


Значения ζ_{min}

$n_п$	$\frac{l_д}{D_0}$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	0,03	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13
2,0	0,08	0,06	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10
2,5	0,13	0,09	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,08	0,09
3,0	0,17	0,12	0,09	0,07	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08
4,0	0,23	0,17	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
5,0	0,30	0,22	0,16	0,13	0,12	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,08
8,0	0,34	0,26	0,18	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09
10,0	0,36	0,28	0,20	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09
14,0	0,39	0,30	0,22	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,10	0,10
20,0	0,41	0,32	0,24	0,20	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,11	0,10

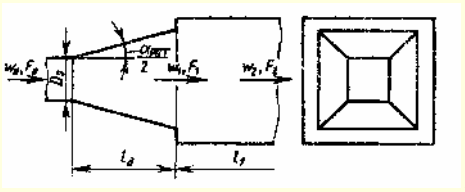
Значения $\alpha^\circ_{опт}$

$n_п$	$\frac{l_д}{D_0}$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	17	10	6,5	4,5	3,5	2,8	2,2	1,7	1,2	1,0	0,8
2,0	21	14	8,5	6,2	5,0	4,3	3,8	3,0	2,3	2,0	1,6
2,5	25	16	10	7,4	6,0	5,4	4,8	4,0	3,5	3,0	2,5
3,0	27	17	11	8,5	7,0	6,1	5,6	4,8	4,2	3,8	3,2
4,0	29	20	13	9,8	8,0	7,2	6,6	5,8	5,2	4,8	4,4
6,0	31	21	14	11	9,4	8,2	7,4	6,2	5,6	5,2	4,7
8,0	32	22	15	12	10	8,8	8,0	6,6	5,8	5,4	5,0
10,0	33	23	15	12	11	9,4	8,4	7,0	6,2	5,5	5,2
14,0	33	24	16	13	11	9,6	8,7	7,3	6,3	5,6	5,4
20,0	34	24	16	13	11	9,8	9,0	7,5	6,5	6,0	5,6



Справочник по гидравлике

Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$; $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–10**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};$$

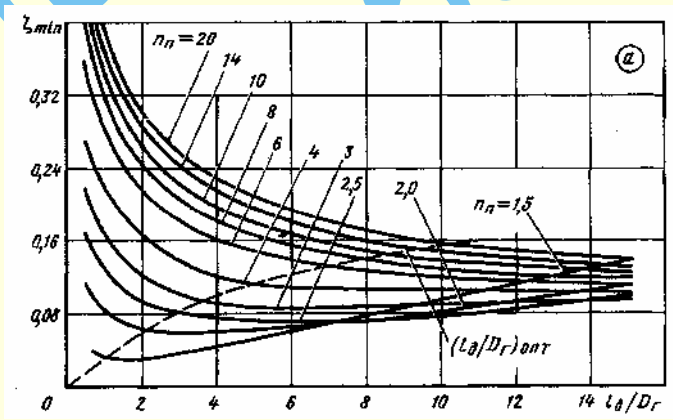
$$n_{п1} = \frac{F_1}{F_0} = \left(1 + 2\frac{l_д}{D_г}\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\right)^2; \quad n_{п2} = \frac{F_2}{F_1}; \quad n_п = \frac{F_2}{F_0}$$

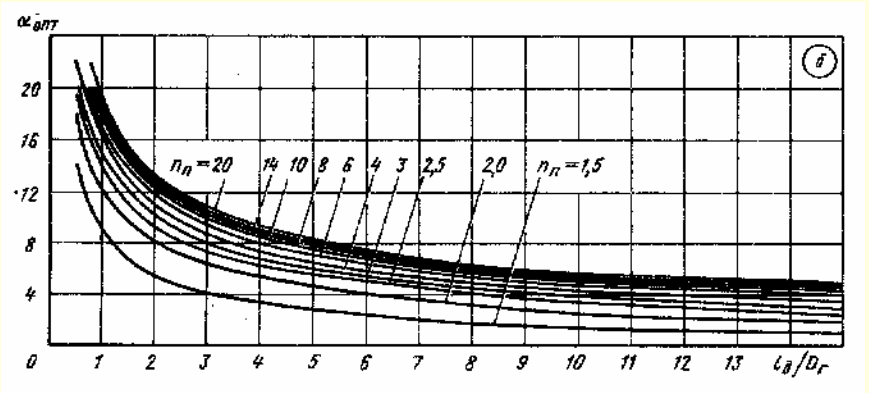
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta_{min}.$$

Формула применима при выборе оптимального угла $\alpha°_{опт}$ по графику *б*; ζ_{min} см. график *а* в зависимости от $\frac{l_д}{D_г}$ и $n_п$ (с большим запасом)

Значения ζ_{min}

$n_п$	$\frac{l_д}{D_г}$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	0,04	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13
2,0	0,11	0,08	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10
2,5	0,16	0,13	0,09	0,08	0,08	0,07	0,08	0,07	0,08	0,08	0,09
3,0	0,21	0,17	0,12	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
4,0	0,27	0,22	0,17	0,14	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10
6,0	0,36	0,28	0,21	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12	0,11
8,0	0,41	0,32	0,24	0,21	0,18	0,17	0,16	0,14	0,13	0,12	0,12
10	0,44	0,35	0,26	0,22	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,13	0,13
14	0,47	0,37	0,28	0,24	0,21	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,14
20	0,49	0,40	0,30	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16	0,15	0,14





Справочник по гидравлике

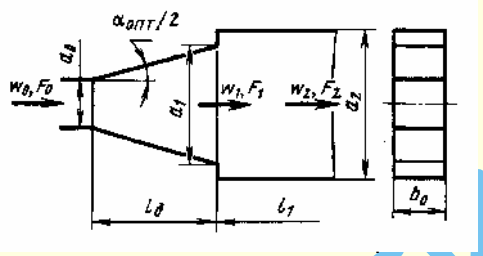
Продолжение

Диффузор прямоугольного сечения со ступенчатыми стенками в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$; $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–10**

Значения $\alpha°_{опт}$

$n_п$	$\frac{l_д}{D_г}$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	14	9,0	5,3	4,0	3,3	2,7	2,2	1,7	1,2	1,0	1,0
2,0	18	12	8,0	6,3	5,2	4,5	3,8	3,0	2,3	2,0	1,8
2,5	20	14	9,0	7,2	6,1	5,4	4,8	4,0	3,2	2,9	2,4
3,0	21	15	10	7,8	6,5	5,8	5,2	4,4	3,6	3,3	2,9
4,0	22	16	11	8,5	7,1	6,2	5,5	4,8	4,0	3,8	3,5
6,0	24	17	12	9,4	8,0	6,9	6,2	5,2	4,5	4,3	4,0
8,0	25	17	12	9,7	8,3	7,3	6,5	5,5	4,8	4,6	4,2
10	25	18	12	10	8,7	7,6	6,9	5,8	5,0	4,8	4,5
14	26	18	13	10	9,0	7,8	7,1	6,1	5,2	5,0	4,7
20	26	19	13	11	9,2	8,1	7,3	6,4	5,5	5,2	4,9

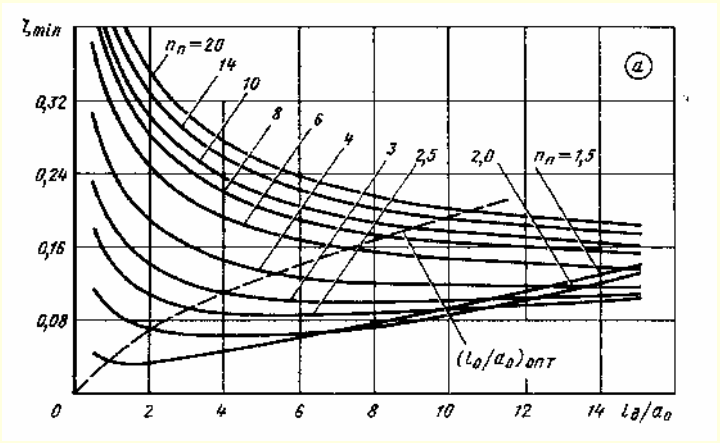
Диффузор с расширением в одной плоскости, со ступенчатыми стенками в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$; $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–11**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\ n_{п1} = \frac{a_1}{a_0} = 1 + 2\frac{l_д}{a_0}\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2};\ n_{п2} = \frac{a_2}{a_1};\ n_п = \frac{F_2}{F_0} = \frac{a_2}{a_0};$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta_{min}.$$

Формула применима при выборе оптимального угла $\alpha°_{опт}$ по графику *б*; ζ_{min} см. график *а* в зависимости от $\frac{l_д}{a_0}$ и $n_п$



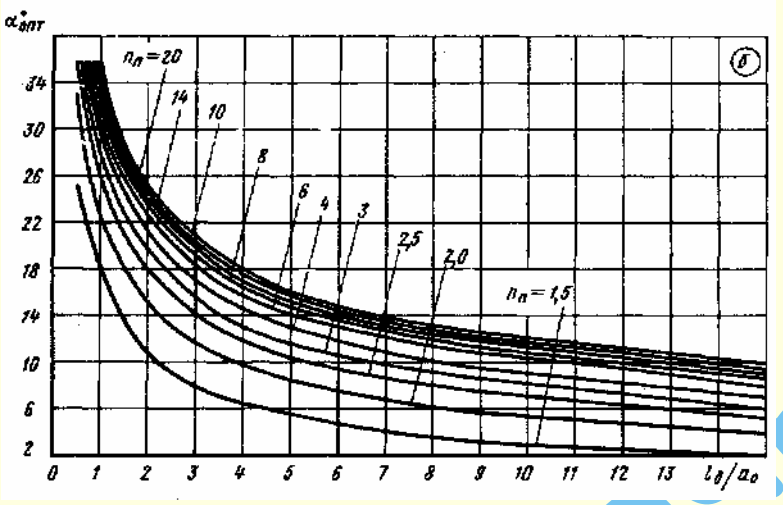
Значения ζ_{min}

$n_п$	$\frac{l_д}{a_0}$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1 ,5	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13
2,0	0,12	0,09	0,07	0,07	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,10	0,12
2,5	0,18	0,14	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10
3,0	0,23	0,18	0,14	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,11
4,0	0,30	0,24	0,19	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,12	0,12	0,12
6,0	0,38	0,31	0,25	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,14
8,0	0,43	0,36	0,28	0,25	0,22	0,20	0,19	0,17	0,16	0,16	0,15
10	0,46	0,38	0,30	0,26	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16
14	0,50	0,41	0,33	0,29	0,26	0,24	0,22	0,20	0,19	0,18	0,18
20	0,53	0,44	0,35	0,31	0,28	0,25	0,24	0,22	0,20	0,19	0,19

Справочник по гидравлике

Продолжение

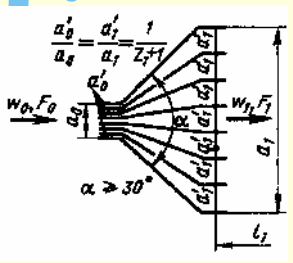
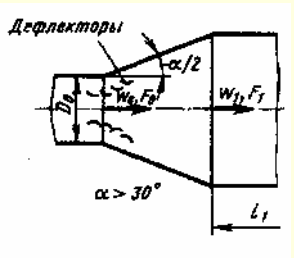
Диффузор с расширением в одной плоскости, со ступенчатыми стенками в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$; $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 10^5\right)$ **[248, 250, 251]**	**Диаграмма 1.8.3–11**



Значения $\alpha^\circ_{опт}$

$n_п$	$\frac{l_д}{a_0}$										
	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	14
1,5	25	18	11	8,0	6,4	5,4	4,7	3,5	2,8	2,4	2,0
2,0	33	23	15	12	9,7	8,4	7,5	6,0	5,2	4,7	4,3
2,5	37	26	18	14	12	10	9,4	8,0	7,0	6,3	5,6
3,0	39	27	20	16	13	12	11	9,1	8,0	7,2	6,4
4,0	42	30	21	17	15	13	12	10	9,0	8,2	7,4
6,0	45	31	23	18	16	14	13	11	10	9,4	8,5
8,0	47	32	23	19	17	15	14	12	11	10	9,1
10	48	33	24	20	17	15	14	12	11	10	9,5
14	49	34	25	20	17	16	14	13	12	11	9,9
20	50	35	25	21	18	16	15	13	12	11	10

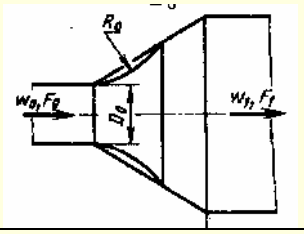
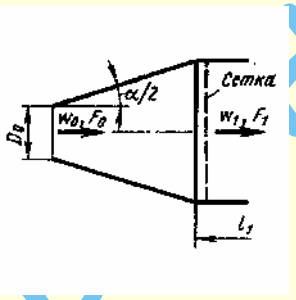
Диффузоры пониженного сопротивления в сети $\left(\frac{l_1}{D_1} > 0\right)$; $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 10^5\right)$; **[254, 283]**	**Диаграмма 1.8.3–12**

Внутреннее устройство диффузора	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Разделительные стенки. Количество стенок z_1 α° 30 45 60 90 120 z_1 2 4 6 6 6 ÷ 8		$\zeta \approx 0{,}65\zeta_д$, где $\zeta_д$ определяется, как ζ, по диаграммам 1.8.3–2, 1.8.3–4 и 1.8.3–5
Дефлекторы		$\zeta \approx 0{,}65\zeta_д$, где $\zeta_д$ определяется, как ζ, по диаграммам 1.8.3–1 – 1.8.3–5

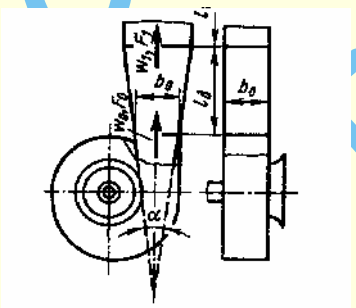
Справочник по гидравлике

Продолжение

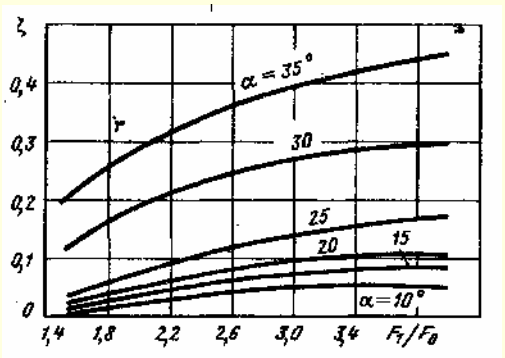
Диффузоры пониженного сопротивления в сети $\left(\frac{l_1}{D_1}>0\right)$; $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geq 10^5\right)$; **[254, 283]**	**Диаграмма 1.8.3–12**

Скругленная вставка длиной l' входной части; $n_{п1}=\frac{F_1}{F_2}=2\div 4$	$\frac{l'}{D_0}=\frac{R_0}{D_0}\sin\alpha$ 	$\zeta\approx k_1\zeta_д$, где $\zeta_д$ см. 1.8.3–1 – 1.8.3–5: а) при $\frac{l'}{D_0}\approx 0{,}5$ и $\alpha=45$ и 60° $k_1\approx 0{,}72$; б) при $\frac{l'}{D_0}\approx 0{,}8$ и $\alpha=60°$ $k_1\approx 0{,}67$
Сетка или решетка на выходе		а) при $\alpha=0\div 60°$ $\zeta=\zeta_0+\frac{\zeta_р}{n_{п1}^2}$; б) при $\alpha>60°$ $\zeta=(1{,}2\div 1{,}3)\left(\zeta_0+\frac{\zeta_р}{n_{п1}^2}\right)$, где ζ_0 определяется, как ζ по диаграммам 1.8.3–2, 1.8.3–4 и 1.8.3–5, а $\zeta_р$, как ζ сетки или решетки, по диаграммам 1.8.6–1 – 1.8.6–7; $n_{п1}=\frac{F_1}{F_0}$

Диффузор с симметричным расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}}>0\right)$ **[410]**	**Диаграмма 1.8.3–13**



$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=f\left(\frac{F_1}{F_0}\right)$ см. кривые при различных α

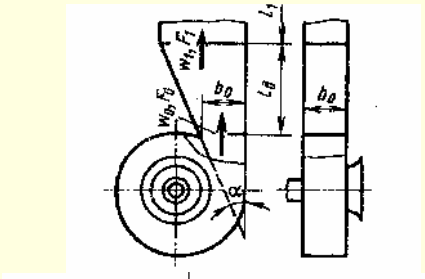


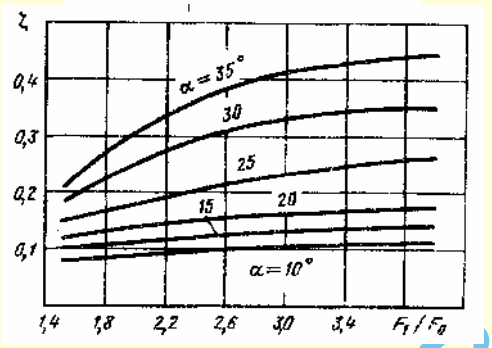
Значения ζ

α^o	$\frac{F_1}{F_0}$					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,05	0,07	0,09	0,10	0,11	0,11
15	0,06	0,09	0,11	0,13	0,13	0,14
20	0,07	0,10	0,13	0,15	0,16	0,16
25	0,08	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23
30	0,16	0,24	0,29	0,32	0,34	0,35
35	0,24	0,34	0,39	0,44	0,48	0,50

Справочник по гидравлике

Диффузор с несимметричным (при $\alpha_1 = 0$) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ [410]	**Диаграмма 1.8.3–14**



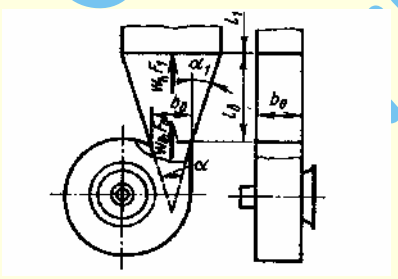


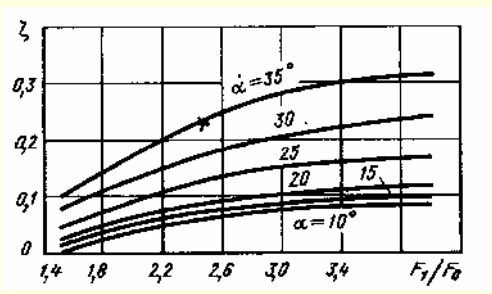
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(\frac{F_1}{F_0}\right)$$ см. кривые при различных α

Значения ζ

α°	$\frac{F_1}{F_0}$					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,08	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11
15	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
20	0,12	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
25	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25	0,26
30	0,18	0,25	0,30	0,33	0,35	0,35
35	0,21	0,31	0,38	0,41	0,43	0,44

Диффузор с несимметричным (при $\alpha_1 = 10°$) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ [410]	**Диаграмма 1.8.3–15**





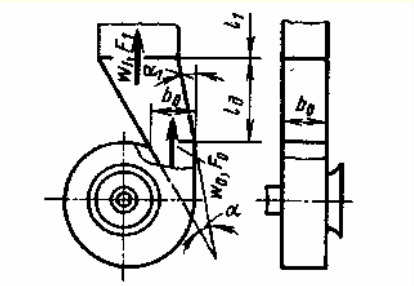
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(\frac{F_1}{F_0}\right)$$ см. кривые при различных α

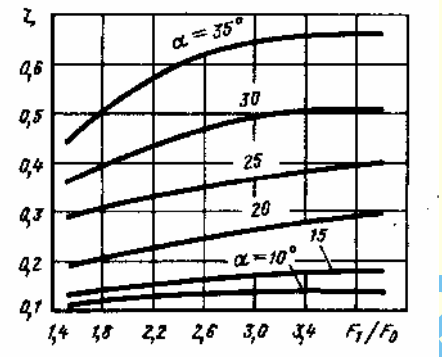
Значения ζ

α°	$\frac{F_1}{F_0}$					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,05	0,08	0,11	0,13	0,13	0,14
15	0,06	0,10	0,12	0,14	0,15	0,15
20	0,07	0,11	0,14	0,15	0,16	0,16
25	0,09	0,14	0,18	0,20	0,21	0,22
30	0,13	0,18	0,23	0,26	0,28	0,29
35	0,15	0,23	0,28	0,33	0,35	0,36

Справочник по гидравлике

Диффузор с несимметричным (при $\alpha_1 = -10°$) расширением в одной плоскости, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ [410]	**Диаграмма 1.8.3–16**



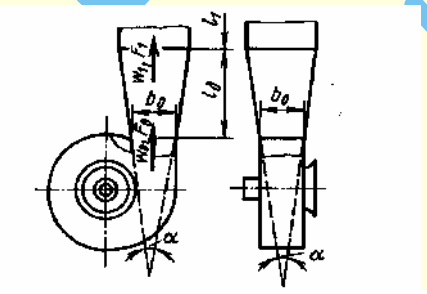


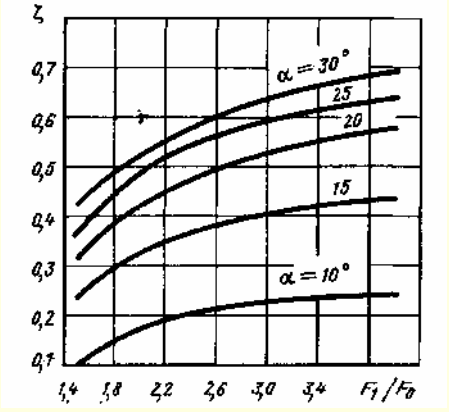
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{F_1}{F_0}\right)$$ см. кривые при различных α

Значения ζ

α°	$\frac{F_1}{F_0}$					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,11	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14
15	0,13	0,15	0,16	0,17	0,18	0,18
20	0,19	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30
25	0,29	0,32	0,35	0,37	0,39	0,40
30	0,36	0,42	0,46	0,49	0,51	0,51
35	0,44	0,54	0,61	0,64	0,66	0,66

Диффузор прямоугольного сечения, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ [410]	**Диаграмма 1.8.3–17**





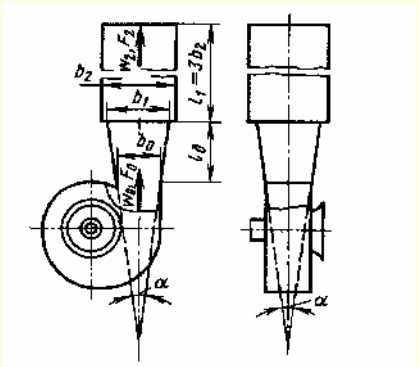
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{F_1}{F_0}\right)$$ см. кривые при различных α

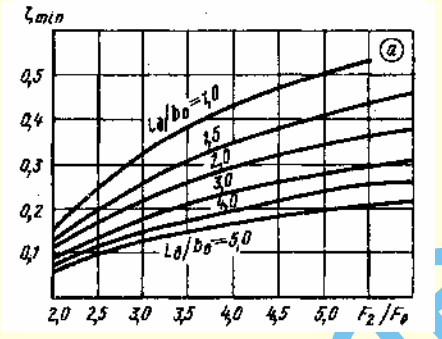
Значения ζ

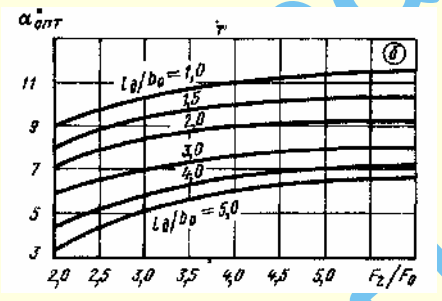
α°	$\frac{F_1}{F_0}$					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,10	0,18	0,21	0,23	0,24	0,25
15	0,23	0,33	0,38	0,40	0,42	0,44
20	0,31	0,43	0,48	0,53	0,56	0,58
25	0,36	0,49	0,55	0,58	0,62	0,64
30	0,42	0,53	0,59	0,64	0,67	0,69

Справочник по гидравлике

Диффузор со ступенчатыми стенками, установленный за центробежным вентилятором, работающим в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$ **[410]**	**Диаграмма 1.8.3–18**







$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2};$$

$\zeta_{min} = f\left(\frac{F_2}{F_0}\right)$ см. кривые при различных $\frac{l_д}{b_0}$ на графике *а*;

$\alpha_{опт} = f\left(\frac{F_2}{F_0}\right)$ см. кривые при различных $\frac{l_д}{b_0}$ на графике *б*

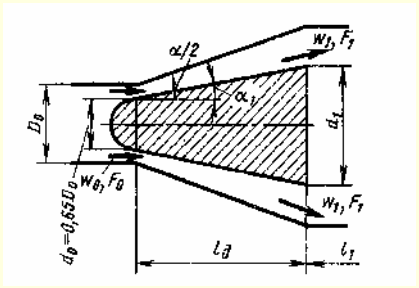
Значения ζ_{min}

$\frac{l_д}{b_0}$	$\frac{F_2}{F_0}$							
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0
1,0	0,16	0,25	0,33	0,38	0,43	0,47	0,50	0,56
1,5	0,13	0,20	0,26	0,31	0,34	0,38	0,41	0,46
2,0	0,12	0,17	0,22	0,26	0,29	0,33	0,35	0,38
3,0	0,09	0,13	0,18	0,21	0,24	0,26	0,28	0,31
4,0	0,08	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26
5,0	0,06	0,10	0,13	0,15	0,17	0,18	0,20	0,22

Значения $\alpha^\circ_{опт}$

$\frac{l_д}{b_0}$	$\frac{F_2}{F_0}$							
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0
1,0	9	10	10	11	11	11	11	12
1,5	8	9	9	10	10	10	10	10
2,0	7	8	8	9	9	9	9	9
3,0	6	7	7	7	7	8	8	8
4,0	4	5	6	6	7	7	7	8
5,0	3	4	5	6	6	6	6	7

Диффузоры кольцевые с внутренним обтекателем в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$; $\bar{d}_0 = 0{,}688$ **[199, 861]**	**Диаграмма 1.8.3–19**



$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0}$; $\bar{d}_0 = \frac{d_0}{D_0}$;

$$n_{п1} = 1 + \frac{4\bar{l}_д}{1-\bar{d}_0^2}\left(\operatorname{tg}^2\alpha_2 - \operatorname{tg}^2\alpha_1\right) + \frac{4\bar{l}_д}{1+\bar{d}_0}\left(\operatorname{tg}\alpha_2 - \bar{d}_0\operatorname{tg}\alpha_1\right)$$

1. Внутренний расширяющийся обтекатель ($\alpha_1 = 8 \div 16°$):

$$\zeta_{вн} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta'_{вн},$$

где $\zeta'_{вн}$ см. график *а* или в пределах $2 < n_{п1} < 4$ и $\bar{l}_д = 0{,}5 \div 1{,}0$ определяется по формуле

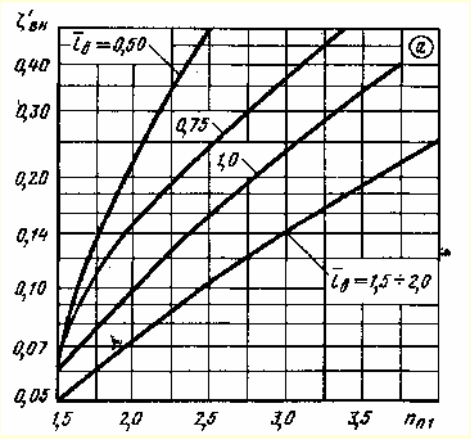
$$\zeta'_{вн} \approx \frac{025 n_{п1}^2}{\bar{l}_д^{1,5}};$$

$k_д$ см. диаграмму 1.8.3–1 или график *б* (при установке за работающей осевой машиной)

ГИДРАВЛИКА ПО СПРАВОЧНИКУ

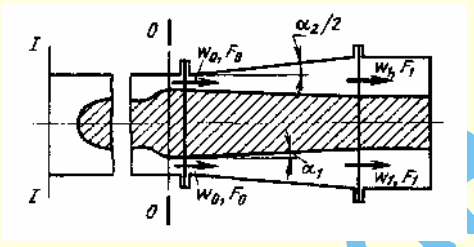
Продолжение

Диффузоры кольцевые с внутренним обтекателем в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$; $\bar{d}_0 = 0{,}688$ **[199, 861]**	**Диаграмма 1.8.3–19**



Значения $\zeta'_{вн}$

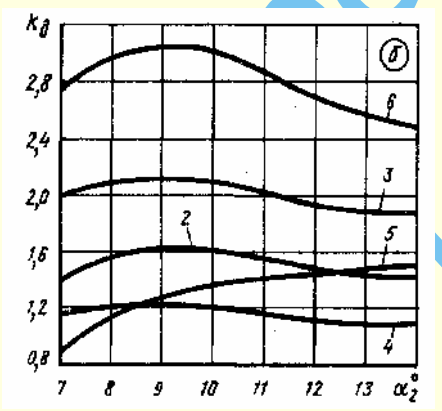
$\bar{l}_д$	$n_{п1}$					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,5	0,06	0,22	0,50	–	–	–
0,75	0,06	0,15	0,24	0,35	–	–
1,0	0,06	0,10	0,15	0,23	0,35	0,46
1,5 ÷ 2,0	0,05	0,07	0,10	0,15	0,18	0,25



2. Внутренний сужающийся обтекатель ($\alpha_1 < 0$):

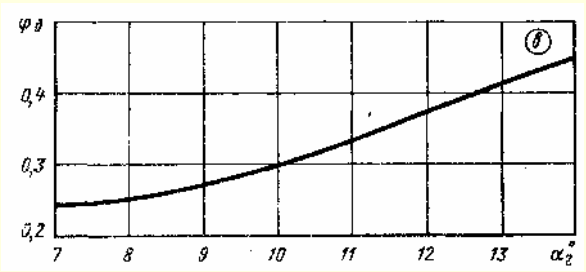
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_д \varphi_д \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

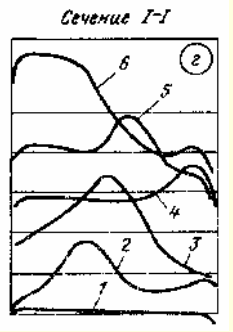
где $\varphi_д$ см. график *в* в зависимости от угла расширения α; $k_д$ см. график *б* в зависимости от угла расширения α_2 – для различных профилей скоростей, показанных на графике *г*



Значения $k_д$

α_2°	Профиль скорости (графики *б* и *г*)					
	1	2	3	4	5	6
7	1,0	1,40	2,00	1,16	0,90	2,74
8	1,0	1,60	2,10	1,21	1,15	2,98
10	1,0	1,60	2,10	1,20	1,36	3,02
12	1,0	1,45	2,00	1,10	1,42	2,70
14	1,0	1,40	1,86	1,08	1,50	2,48



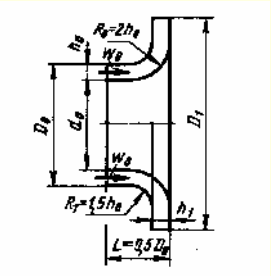


α_2 °	$\varphi_д$
7	0,25
8	0,25
10	0,30
12	0,37
14	0,44

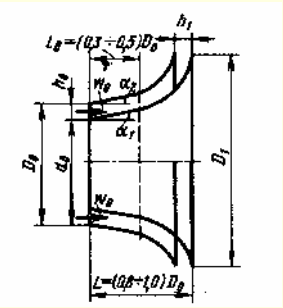
Справочник по гидравлике

Диффузоры турбомашин (раднально-кольцевой и осераднально–кольцевой) в сети $\left(\frac{l_1}{D_{1г}} > 0\right)$; $\bar{d}_0 = 0{,}688$ **[197]**	**Диаграмма 1.8.3–20**

1. Радиально-кольцевой



2. Осерадиально-кольцевой



$$\bar{D}_1 = 2{,}06;\ \alpha_2 = 8^\circ;\ \bar{c}_{a0} = 0{,}5;$$

$$n_п = 2\frac{h_1}{h_0}\bar{D}_1\frac{1}{1+\bar{d}_0};\quad \bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_0};\ \bar{d}_0 = \frac{d_0}{D_0};$$

$$\bar{c}_{a0} = w_0 = \frac{Q}{\frac{\pi\left(D_0^2 - d_0^2\right)}{4}};\quad \bar{c}_{a0} = \frac{\bar{c}_{a0}}{u},$$

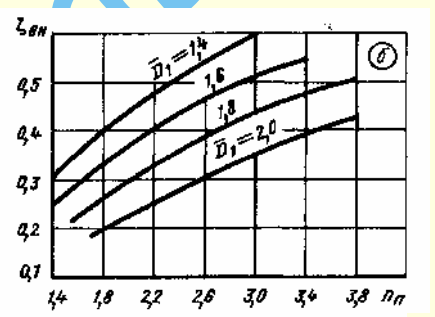
где Q – расход, м^3/с;
u – окружная скорость на наружном радиусе, м/с

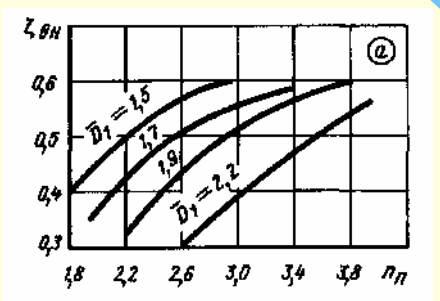
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(n_п,\ \alpha_1\right),$$

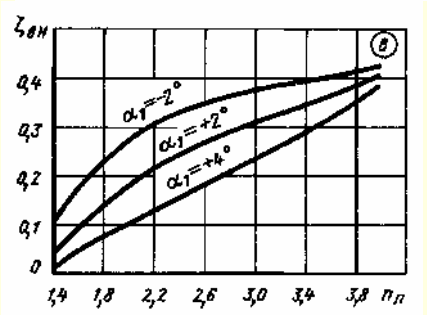
где $\zeta_{вн} = f_1(n_п, D_1)$; $\zeta_{вн} = f_1(n_п, \alpha_1)$; см. графики *а – в*

1. Значения $\zeta_{вн}$

$\bar{D}_1$	$n_п$							
	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8	4,2
а) Диффузор за работающим компрессором при $\bar{c}_{a0}$ = 0,5								
1,5	–	0,45	0,55	0,62	0,65	–	–	–
1,7	–	0,34	0,46	0,56	0,61	0,64	–	–
1,9	–	–	0,37	0,49	0,56	0,62	0,65	–
2,2	–	–	–	0,35	0,45	0,52	0,60	0,65
б) Диффузор без работающего компрессора								
1,4	0,31	0,41	0,48	0,55	0,60	–	–	–
1,6	0,25	0,33	0,40	0,46	0,52	0,55	–	–
1,8	0,19	0,26	0,33	0,39	0,44	0,48	0,51	–
2,0	–	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,43	–





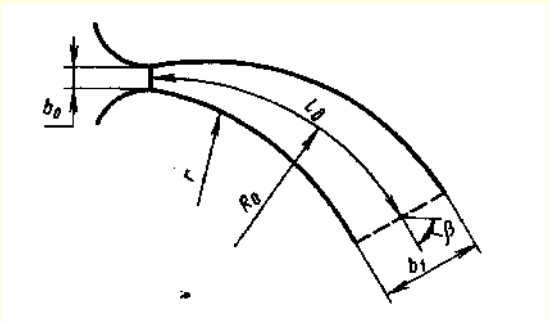


2. Значения $\zeta_{вн}$

α_1°	$n_п$						
	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,6	4,0
– 2	0,28	0,31	0,35	0,38	0,40	0,41	0,43
+ 2	0,14	0,22	0,27	0,31	0,35	0,37	0,41
+ 4	0,08	0,13	0,18	0,24	0,29	0,32	0,39

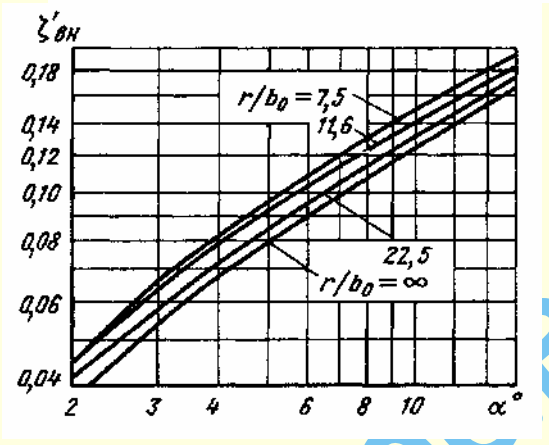
Справочник по гидравлике

Диффузоры с изогнутой осью (кривоосные) и с расширением в одной плоскости; $\frac{l_д}{b_0} = 8{,}3$; $\frac{l_0}{b_0} = 0$ **[508, 509]**	**Диаграмма 1.8.3–21**



$$\zeta_{вн} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta'_{вн};\ \zeta'_{вн} = f\left(\alpha, \frac{r}{b_0}\right);$$

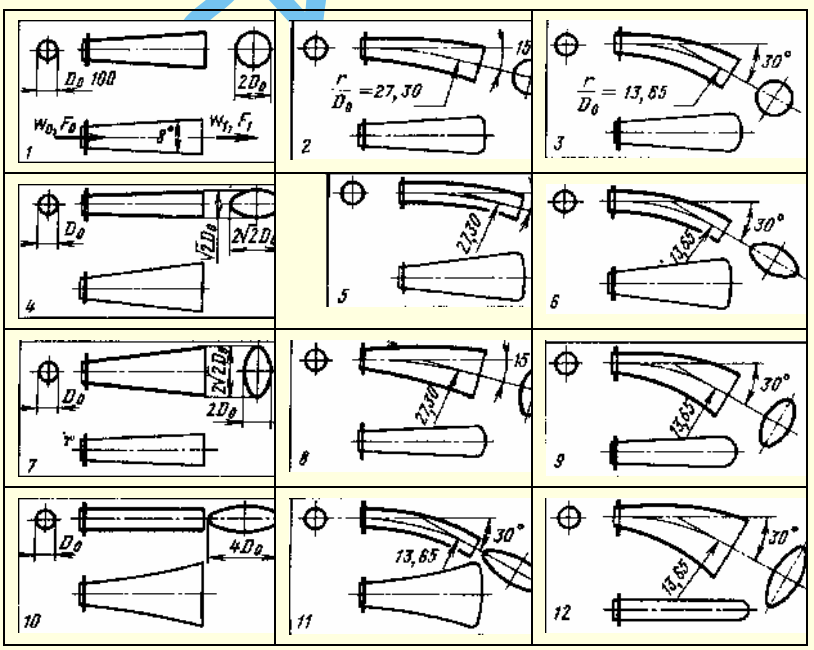
$k_д$ см. диаграмму 1.8.3–1



Значения $\zeta_{вн}$

$\frac{r}{b_0}$	α°							
	2	4	6	8	10	12	14	16
∞ (диффузор прямоосный, β = 0)	0,037	0,068	0,088	0,106	0,123	0,138	0,150	0,160
22,5 (β = 21° 15')	0,042	0,072	0,097	0,113	0,130	0,144	0,155	0,163
11,6 (β = 40° 5')	0,043	0,077	0,103	0,124	0,140	0,154	0,163	0,168
7,5 (β = 63° 42')	0,043	0,081	0,113	0,136	0,153	0,163	0,170	0,175

Диффузоры круглого сечения с изогнутой осью (кривоосные); $n_{п1} = 4$; $\frac{l_д}{D_0} = 7{,}15$ (α = 8°); $\frac{l_0}{D_0} = 0{,}35$ **[1004, 1012]**	**Диаграмма 1.8.3–22**



Справочник по гидравлике

Продолжение

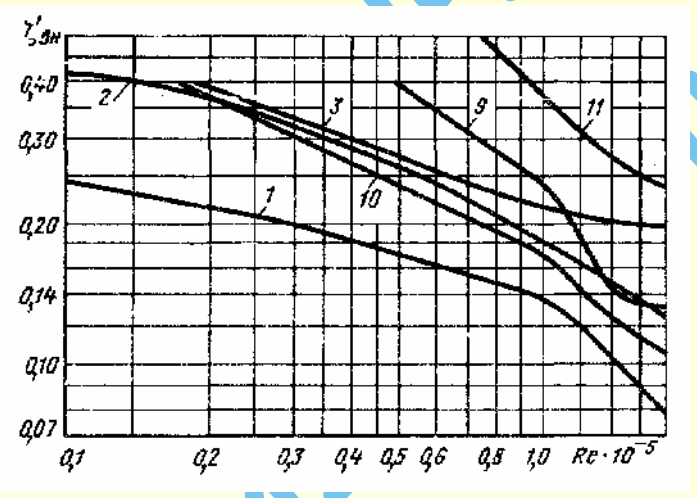
Диффузоры круглого сечения с изогнутой осью (кривоосные); $n_{п1} = 4$; $\frac{l_д}{D_0} = 7{,}15$ ($\alpha = 8°$); $\frac{l_0}{D_0} = 0{,}35$ **[1004, 1012]**	**Диаграмма 1.8.3–22**

$$\zeta_{вн} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_д \zeta'_{вн};$$

$\zeta_{вн}$ см. таблицу при $Re \geq 5 \cdot 10^5$ и кривые $\zeta'_{вн} = f(Re)$ на графике; $k_д$ см. диаграмму 1.8.3–1

$$n_{п1} = \frac{F_1}{F_0}; \quad Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

Параметр	№ диффузора											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
β°	0	15	30	0	15	30	0	15	30	0	30	30
$\frac{r}{D_0}$	∞	27,30	13,65	∞	27,30	13,65	∞	27,30	13,65	∞	13,65	13,65
$\zeta'_{вн}$ при $Re \geq 5 \cdot 10^5$	0,081	0,131	0,192	0,087	0,108	0,145	0,087	0,131	0,154	0,115	0,265	0,118

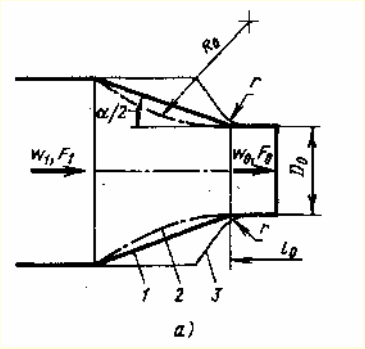


Значения $\zeta'_{вн}$

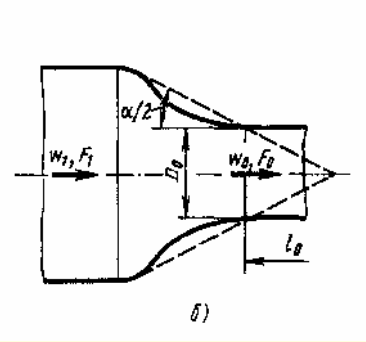
№ диффузора	$Re \cdot 10^{-5}$									
	0,10	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
1 ($\beta = 0; \frac{r}{D_0} = \infty$)	0,244	0,216	0,178	0,160	0,150	0,140	0,120	0,100	0,088	0,075
2 ($\beta = 15°; \frac{r}{D_0} = 27{,}30$)	0,410	0,366	0,290	0,240	0,200	0,180	0,160	0,150	0,132	0,127
3 ($\beta = 30°; \frac{r}{D_0} = 13{,}65$)	–	0,385	0,338	0,250	0,230	0,216	0,210	0,200	0,198	0,184
9 ($\beta = 30; \frac{r}{D_0} = 13{,}65$)	–	–	–	0,340	0,280	0,240	0,180	0,136	0,132	0,132
10 ($\beta = 0°; \frac{r}{D_0} = \infty$)	–	0,375	0,265	0,220	0,185	0,175	0,140	0,122	0,113	0,103
11 ($\beta = 30°; \frac{r}{D_0} = 13{,}65$)	–	–	–	–	–	0,375	0,300	0,275	0,253	0,244

Справочник по гидравлике

Конфузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_0}{D_0} > 0\right)$ **[248, 251, 746, 890]**	**Диаграмма 1.8.3–23**



а)



б)

1. Прямолинейные образующие (схема *а*, *1*):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. график *а* ($\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 10^5$) или приближенную формулу

$$\zeta = \left(-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + 0,00444n_0 - 0,00745\right)\left(\alpha_p^3 - 2\pi\alpha_p^2 - 10\alpha_p\right) + \zeta_{тр},$$

где $n_0 = \frac{F_0}{F_1} \leq 1,0$,

$\alpha_p = 0,01745\ \alpha$.

2. Криволинейные образующие – полностью по радиусу R_0 окружности (схема *а*, *2*):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. график *б* ($\mathrm{Re} \geq 10^5$).

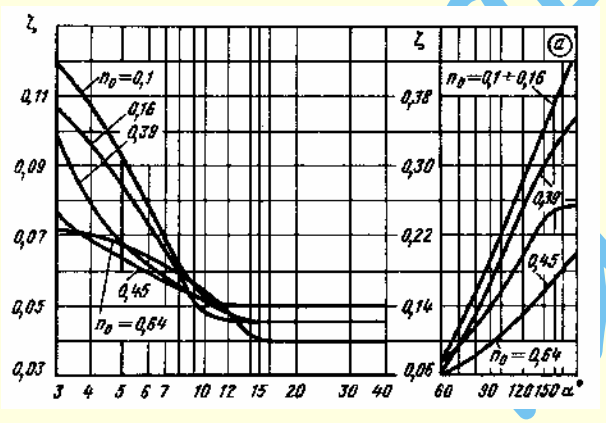
3. Прямолинейные образующие со скруглением на выходе по радиусу r (схема *а*, 3) при $\alpha = 90°$ и $120°$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. графики *в* и *г* ($\mathrm{Re} \geq 10^5$).

4. Криволинейные образующие двоякой кривизны (сопло – схема *б*):

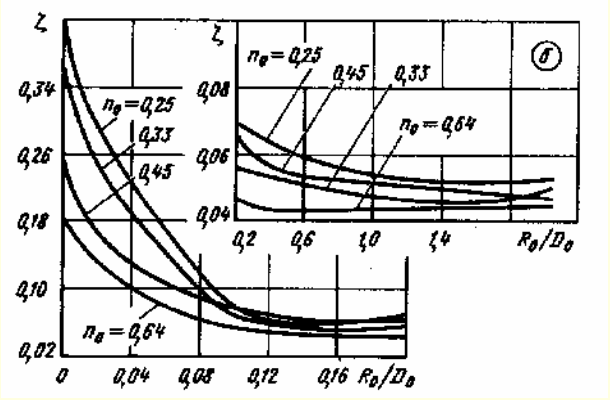
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр}$ см. (1.204)–(1.209).



Значения ζ

n_0	α°										
	3	5	10	15 ÷ 40	50 ÷ 60	76	90	105	120	150	180
0,64	0,072	0,067	0,054	0,040	0,058	0,076	0,094	0,112	0,131	0,167	0,190
0,45	0,076	0,064	0,052	0,050	0,072	0,104	0,138	0,170	0,202	0,246	0,255
0,39	0,098	0,070	0,051	0,046	0,064	0,110	0,162	0,210	0,250	0,319	0,364
0,25	0,100	0,071	0,047	0,044	0,068	0,127	0,174	0,220	0,268	0,352	0,408
0,16	0,108	0,084	0,048	0,044	0,074	0,136	0,184	0,232	0,278	0,362	0,420
0,10	0,118	0,093	0,053	0,050	0,079	0,142	0,190	0,237	0,285	0,367	0,427



Значения ζ

n_0	$\frac{R_0}{D_0}$							
	0	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	1,5	2,0
0,64	0,190	0,055	0,046	0,044	0,044	0,044	0,044	0,045
0,45	0,255	0,076	0,065	0,060	0,054	0,052	0,049	0,047
0,33	0,364	0,062	0,056	0,054	0,052	0,048	0,045	0,048
0,25	0,408	0,070	0,068	0,066	0,062	0,053	0,052	0,052

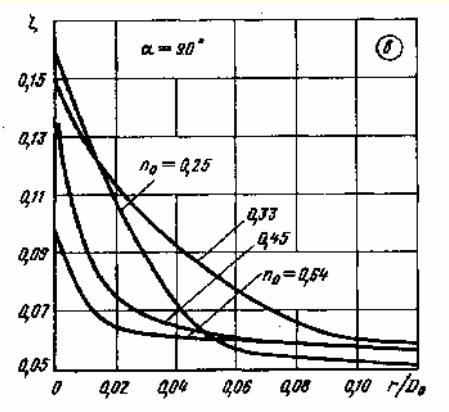
Справочник по гидравлике

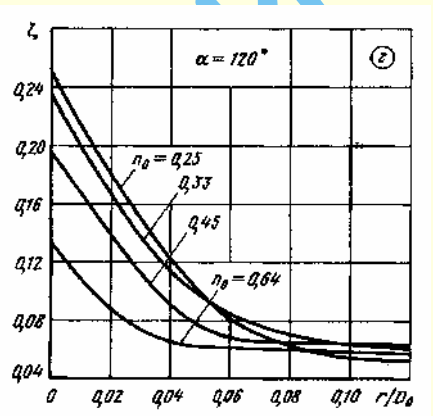
Продолжение

Конфузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_0}{D_0} > 0\right)$ [248, 251, 746, 890]	**Диаграмма 1.8.3–23**

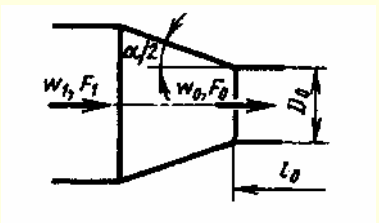
Значения ζ

n_0	$\frac{r}{D_0}$							
	0	0.02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20
$\alpha = 90°$								
0,64	0,097	0,063	0,061	0,060	0,059	0,058	0,055	0,052
0,45	0,138	0,074	0,064	0,060	0,058	0,057	0,057	0,057
0,33	0,150	0,113	0,092	0,077	0,066	0,059	0,058	0,057
0,25	0,160	0,108	0,071	0,056	0,053	0,052	0,049	0,045
$\alpha = 120°$								
0,64	0,130	0,087	0,064	0,062	0,060	0,059	0,057	0,054
0,45	0,196	0,138	0,090	0,067	0,065	0,064	0,062	0,060
0,33	0,237	0,165	0,115	0,085	0,072	0,065	0,055	0,053
0,25	0,250	0,170	0,120	0,083	0,063	0,055	0,054	0,053





Конфузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_0}{D_0} > 0\right)$; ламинарный режим течения; $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_r}{\nu} \le 50\right)$ [36]	**Диаграмма 1.8.3–24**



$$D_r = \frac{4F_0}{\Pi_0};$$

$$n_0 = \frac{F_0}{F_1}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{A}{\mathrm{Re}},$$

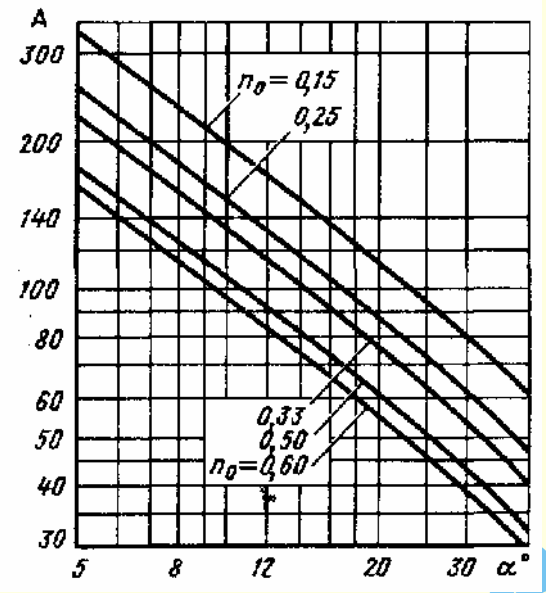
где при $5° \le \alpha \le 40°$

$$A = \frac{20,5}{n_0^{0,5} (\mathrm{tg}\,\alpha)^{0,75}}$$ см. кривые $\zeta = f(\alpha, n_0)$

Справочник по гидравлике

Продолжение

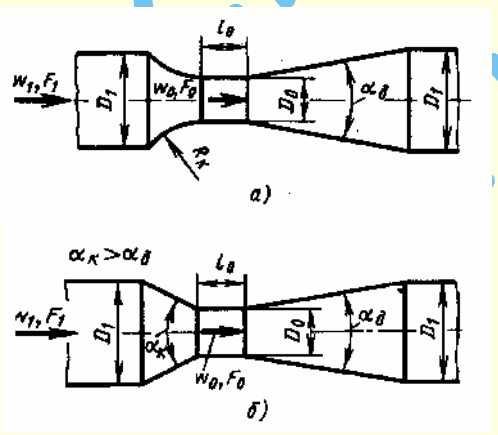
Конфузоры круглого сечения в сети $\left(\frac{l_0}{D_0} > 0\right)$**; ламинарный режим течения;** $\left(\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \le 50\right)$ **[36]**	**Диаграмма 1.8.3–24**



Значения *A*

n_0	α°							
	5	10	15	20	25	30	35	40
0,15	333	197	144	114	95,0	80,8	69,9	61,0
0,25	255	151	110	87,6	72,8	61,9	53,6	46,8
0,33	221	131	95,5	75,8	63,0	53,6	46,4	40,5
0,5	178	105	77,0	61,1	50,8	43,2	37,4	32,6
0,6	162	95,7	70,0	55,5	46,2	39,3	34,0	29,7

Конфузорно-диффузорные переходные участки в сети $\left(\frac{l_1}{D_г} > 0\right)$ **[746]**	**Диаграмма 1.8.3–25**



1. Круглое сечение

а) Конфузор криволинейный (схема *а*):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_1 k_2 \zeta_1 + \Delta\zeta,$$

где при $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \ge 2 \cdot 10^5$ $\zeta_1 = f_1(\alpha_д)$ см график; при $\mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5$ ζ_1 определяется, как $\zeta_д$, по диаграмме 1.8.3–2; $k_1 = f_2\left(\alpha_д, \frac{F_1}{F_0}\right)$ см. график; $k_2 \approx 0{,}66 + 0{,}35 \frac{l_0}{D_0}$ при $0{,}25 \le \frac{l_0}{D_0} \le 5$; $\Delta\zeta$ см. таблицу

Параметры	$\alpha_д^\circ$				
	5	7	10	12,5	15
ζ_1	0,10	0,10	0,11	0,13	0,16
A	1,08	1,09	1,13	1,16	1,15

Справочник по гидравлике

Продолжение

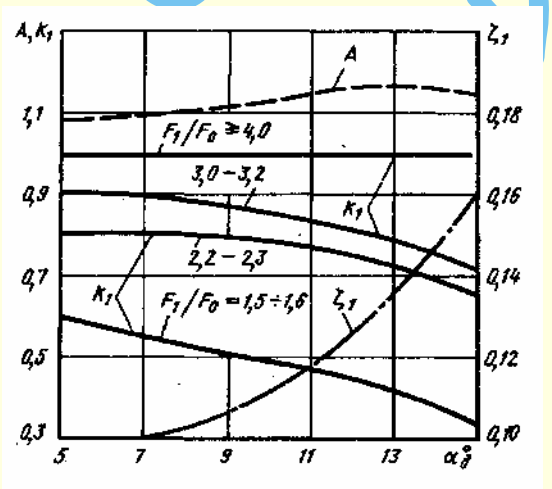
Конфузорно–диффузорные переходные участки в сети $\left(\frac{l_1}{D_г} > 0\right)$ **[746]**	**Диаграмма 1.8.3–25**

Значения k_1

$\frac{F_1}{F_0}$	$\frac{D_1}{D_0}$	$\alpha_д°$				
		5	7	10	12,5	15
1,5 ÷ 1,6	≈ 1,25	0,59	0,55	0,48	0,40	0,33
2,2 ÷ 2,3	≈ 1,50	0,81	0,81	0,78	0,77	0,66
3,0 ÷ 3,2	≈ 1,75	0,90	0,89	0,85	0,81	0,77
≥ 4,0	≥ 2,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1.0

Значения Δζ

$\frac{F_1}{F_0}$	$\frac{D_1}{D_0}$	$\frac{l_0}{D_0}$					
		0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50
1,5 ÷ 1,6	≈ 1,25	–0,012	–0,08	0,004	0	0,004	0,008
2,2 ÷ 2,3	≈ 1,50	–0,020	–0,014	0	0	0	0,014
3,0 ÷ 3,2	≈ 1,75	–0,022	–0,016	–0,010	0	0,010	0,014
≥ 4,0	≥ 2,0	–0,028	–0,020	–0,010	0	0,010	0,016
$\frac{F_1}{F_0}$	$\frac{D_1}{D_0}$	$\frac{l_0}{D_0}$					
		1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
1,5 ÷ 1,6	≈ 1,25	0,012	0,016	–	–	–	–
2,2 ÷ 2,3	≈ 1,50	0,020	0,026	0,038	0,048	0,06	0,072
3,0 ÷ 3,2	≈ 1,75	0,022	0,027	0,038	0,050	0,062	0,073
≥ 4,0	≥ 2,0	0,028	0,030	–	–	–	–



б) Конфузор прямолинейный (схема *б*):

$$\zeta_{пр} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = A\zeta_{кр},$$

где $\zeta_{кр}$ находится как ζ для криволинейного конфузора; $A = f(\alpha_д)$ см. график

2. Квадратное сечение (ориентировочно):

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ см. п. 1, ζ_1 определяется, как $\zeta_д$ при $\frac{l_0}{D_0} = 0$, по диаграмме 1.8.3–4.

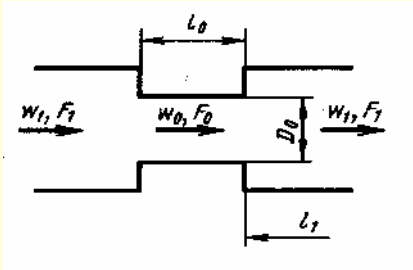
3. Прямоугольное сечение с расширением в одной плоскости (ориентировочно):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

см. п. 1, ζ_1 определяется, как $\zeta_д$ при $\frac{l_0}{D_0} = 0$, по диаграмме 1.8.3–5.

Справочник по гидравлике

Переходные участки с резким изменением сечения в сети $\left(\frac{l_1}{D_1}>0\right)$	**Диаграмма 1.8.3–26**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_1\zeta_1,$$

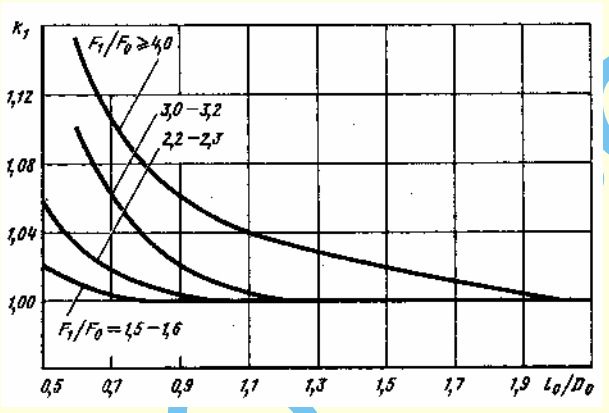
где при $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} > 10^4$

$$\zeta_1 \equiv 0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}} + \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda\frac{l_0}{D_0} = \zeta_c + \zeta_p + \lambda\frac{l_0}{D_0};\ \zeta_c \equiv 0{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^{\frac{3}{4}}$$

см. диаграмму 1.8.2–9, п. 1;

$\zeta_p = \left(1-\frac{F_0}{F_1}\right)^2$ при $\mathrm{Re} < 10^4$ ζ_c определяется, как ζ, по диаграмме 1.8.2–10, а ζ_p, как ζ по диаграмме 1.8.2–1;

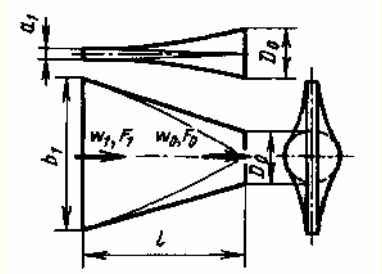
при всех Re $k_1 = f\left(\frac{l_0}{D_0}; \frac{F_1}{F_0}\right)$ см. график; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6



Значения k_1

$\frac{F_1}{F_0}\left(\frac{D_1}{D_0}\right)$	$\frac{l_0}{D_0}$						
	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,4	≥ 2,0
1,5 ÷ 1,6 (≈ 1,25)	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2,2 ÷ 2,3 (≈ 1,50)	1,06	1,03	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0
3,0 ÷ 3,2 (≈ 1,75)	–	1,10	1,06	1,04	1,01	1,0	1,0
≥ 4,0 (≥ 2,0)	–	1,15	1,10	1,08	1,04	1,03	1,0

Переходные участки от прямоугольного сечения к круглому в сети $\left(\frac{l_0}{D_0}>0\right)$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_r}{\nu} > 10^4$ **[68, 597]**	**Диаграмма 1.8.3–27**



1. Диффузорный переход ($F_0 > F_1$):

$$\zeta_д \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_a + 0{,}5\exp\left(-\mathrm{Re}\cdot 10^{-5}\right) = \zeta_a + \Delta\zeta_д;$$

$\Delta\zeta_д \equiv 0{,}5\exp\left(-\mathrm{Re}\cdot 10^{-5}\right)$ см. график *а*.

2. Конфузорный переход ($F_0 < F_1$):

$$\zeta_к \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_a + 0{,}3\exp\left(-\mathrm{Re}\cdot 10^{-5}\right) = \zeta_a + \Delta\zeta_к;$$

$\Delta\zeta_к = 0{,}3\exp\left(-\mathrm{Re}\cdot 10^{-5}\right)$ см. график *а*;

$\zeta_a = \left(c_0 + c_1\frac{b_1}{a_1}\right)\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2$; $c_1 = f\left(\frac{l}{D_0}\right)$ см. график *б* ($c_{1д}$ –для диффузорного перехода; $c_{1к}$ – для конфузорного перехода);

$c_0 = \lambda\frac{l}{D_r}$; $D_r = \frac{D_{1г} + D_0}{2} = \frac{a_1 b_1}{a_1 + b_1} + 0{,}5D_0$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6.

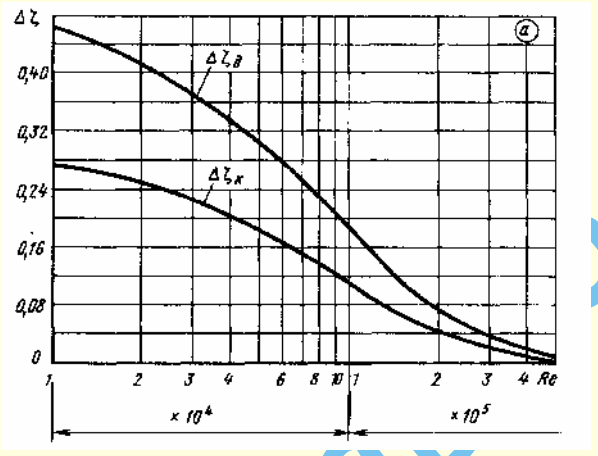
Выбор формы и оптимальных размеров переходных участков см. пп. 101–108 (переходные участки)

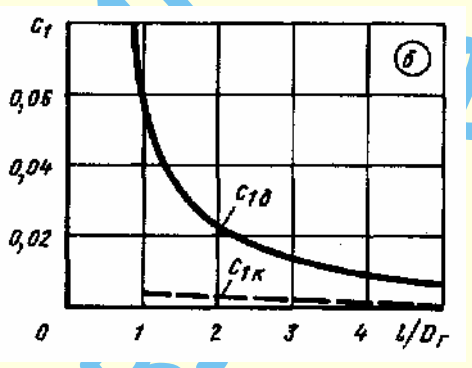
Справочник по гидравлике

Продолжение

Переходные участки от прямоугольного сечения к круглому в сети $\left(\frac{l_0}{D_0}>0\right)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}>10^4$ **[68, 597]**	**Диаграмма 1.8.3–27**

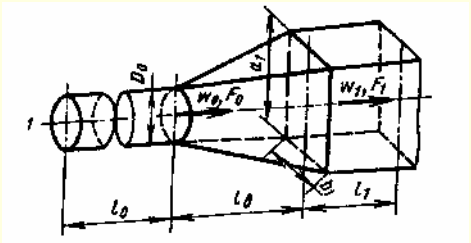
Параметры	$\mathrm{Re}\cdot10^{-4}$								
	1	2	4	6	8	10	20	40	50
$\Delta\zeta_к$	0,272	0,245	0,201	0,165	0,135	0,111	0,041	0,005	0,002
$\Delta\zeta_д$	0,453	0,409	0,335	0,275	0,225	0,185	0,068	0,009	0,003

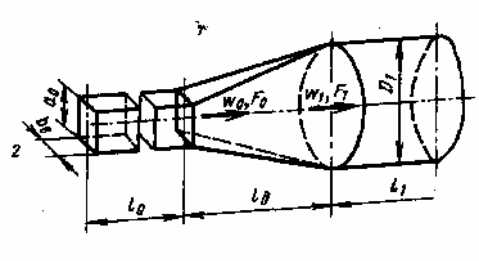




Параметры	$\frac{l}{D_0}$						
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
$c_{1д}$	0,055	0,030	0,023	0,018	0,015	0,008	0,006
$c_{1к}$	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0015	0,001	0

Диффузор с переходом с круга на прямоугольник или с прямоугольника на круг в сети $\left(\frac{l_1}{D_1}>0\right)$	**Диаграмма 1.8.3–28**





$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

см. диаграмму 1.8.3–4 для пирамидального диффузора (прямоугольного сечения) с эквивалентным углом расширения, который определяется из соотношений:

с круга на прямоугольник

$$\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{2\sqrt{\frac{a_1 b_1}{\pi}}-D_0}{2l_д};$$

с прямоугольника на круг

$$\mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{D_1-2\sqrt{\frac{a_0 b_0}{\pi}}}{2l_д}$$

Справочник по гидравлике

1.8.4. Сопротивление при течении с изменением направления потока (коэффициенты сопротивления изогнутых участков – колен, отводов поворотов)

1.8.4.1. Пояснения и практические рекомендации

1. В изогнутых трубах и каналах (коленах, отводах[1]) вследствие искривления течения потока появляются центробежные силы, направленные от центра кривизны к внешней стенке трубы. Этим обусловливается повышение давления у внешней стенки и понижение его у внутренней при переходе потока из прямолинейного участка трубопровода в изогнутый (до полного поворота). Поэтому скорость потока соответственно будет меньше у внешней стенки и больше у внутренней (рис. 1.140). Таким образом, в этом месте вблизи внешней стенки проявляется диффузорный эффект, а вблизи внутренней стенки – конфузорный. Переход потока из изогнутой части в прямолинейную (после поворота) сопровождается обратными явлениями: диффузорным эффектом вблизи внутренней стенки и конфузорным вблизи внешней.

2. Диффузорные явления приводят к соответствующему отрыву потока от обеих стенок.

При этом отрыв от внутренней стенки усиливается стремлением потока двигаться по инерции в изогнутом участке по направлению к внешней стенке. Образованная вследствие отрыва от внутренней стенки вихревая зона распространяется далеко вперед и в ширину, существенно сокращая сечение основного потока.

3. Появлением центробежной силы и наличием пограничного слоя у стенок объясняется возникновение в изогнутой трубе вторичного (поперечного) течения, т. е. образование так называемого парного вихря, который налагается на главный поток, параллельный оси канала, и придает линиям потока винтообразную форму (рис. 1.141).

4. Основная часть потерь давления в изогнутых трубах вызывается вихреобразованием у внутренней стенки, которое вместе со вторичными потоками определяет в основном и характер распределения скоростей за поворотом.

Коэффициент сопротивления изогнутых труб и структура потока в них изменяются под влиянием факторов, определяющих степень турбулентности потока и форму профиля скорости на входе ($\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}$, относительная шероховатость стенок $\bar{\Delta}=\frac{\Delta}{D_г}$, условия входа: относительная длина прямого входного участка $\frac{l_0}{D_0}$[2], относительное расстояние от предшествующей фасонной части и др.), а также геометрических параметров трубы (угол поворота δ, относительный радиус закругления $\frac{r}{b_0}$ или $\frac{R_0}{D_0}$ – рис. 1.142, относительная вытянутость поперечного сечения $\frac{a_0}{b_0}$; отношение площадей входа и выхода $\frac{F_1}{F_0}$ и т. п.).

5. При прочих равных условиях изогнутая труба создает наибольшее сопротивление в том случае, когда кромка изгиба на внутренней стенке острая; отрыв потока от этой стенки

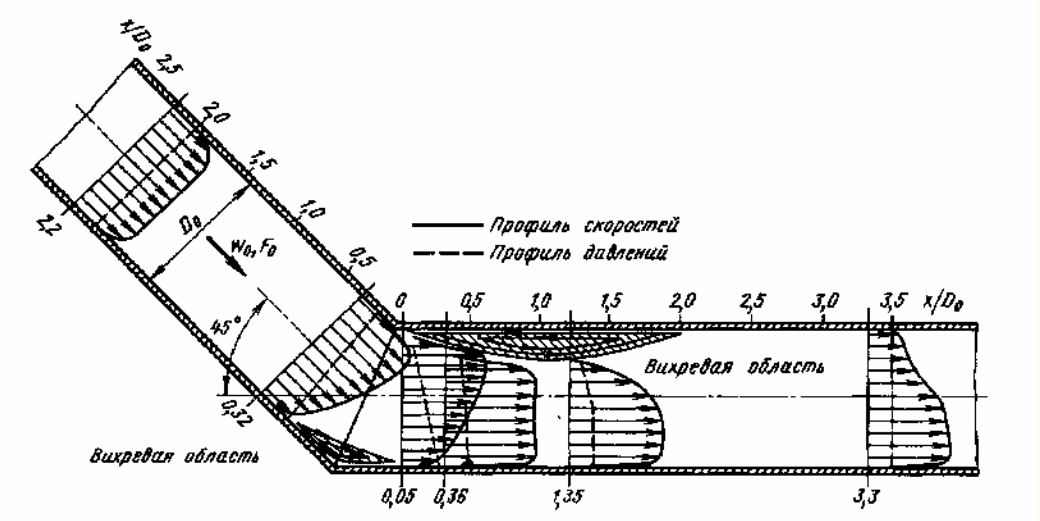


Рис. 1.140. Схема изменения профилей скоростей и давлений в колене и в прямой трубе за ним

[1] Под отводами подразумеваются изогнутые участки, в которых при равенстве входного F_0 и выходного F_1 сечений закругления обеих стенок (внешней и внутренней) представляют собой дуги концентрических окружностей:

$$r_0 \geq 0 \text{ и } r_1 = r_0 + b_0,$$

где r_0 – радиус закругления внутренней стенки; r_1 – радиус закругления внешней стенки.

Поскольку закругления обеих стенок описаны из общего центра, кривизна поворота характеризуется радиусом закругления R_0 осевой линии, причем $\frac{R_0}{b_0} \geq 0{,}5$.

Под коленами подразумеваются изогнутые участки, у которых закругления внутренней и внешней стенок не являются дугами концентрических окружностей.

[2] Длина прямого участка за плавным входом (коллектором).

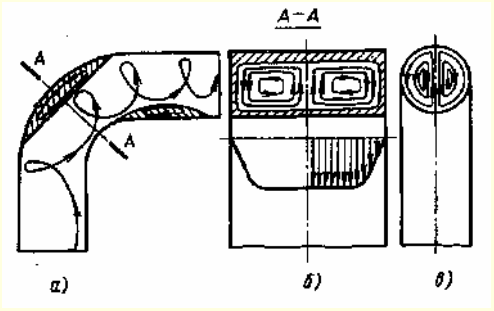


Рис. 1.141. Парный вихрь в отводе:
а – продольный разрез; *б* – поперечное сечение (прямоугольный канал); *в* – поперечное сечение (труба круглого сечения)

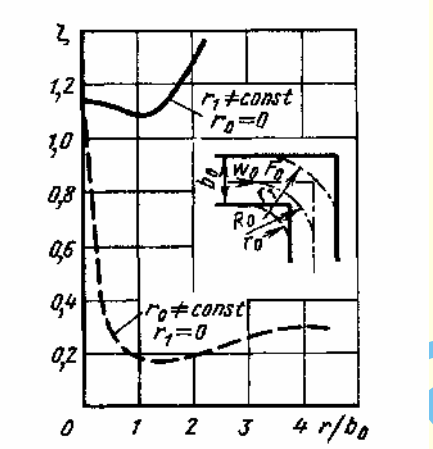


Рис. 1.142. Схема скругления колена и зависимость коэффициента сопротивления колена от радиуса закругления $\frac{r}{b_0}$

происходит наиболее интенсивно. При угле поворота трубы $\delta = 90°$ область отрыва потока у внутренней стенки за поворотом достигает 0,5 ширины трубы. Следовательно, интенсивность вихреобразования и сопротивление изогнутой трубы (канала) тем значительнее, чем больше угол поворота. Скругление кромок колена (особенно внутренней) значительно смягчает условия отрыва потока и, следовательно, снижает сопротивление.

6. Если внешнюю кромку колена оставить острой (радиус внешнего закругления $r_1 = 0$), а закруглять только внутреннюю (увеличивать радиус внутреннего закругления r_0), то минимальное сопротивление колена с поворотом на 90° будет получено при $\frac{r_0}{b_0} = 1{,}2 \div 1{,}5$. При дальнейшем увеличении $\frac{r_0}{b_0}$ сопротивление начнет заметно возрастать. Такой рост сопротивления объясняется тем, что при значительном скруглении внутренней кромки в месте изгиба существенно увеличивается площадь поперечного сечения и соответственно падает скорость. Это усиливает диффузорный отрыв потока, который возникает в месте перехода от входного участка к колену.

7. Скругление внешней стенки при сохранении внутренней кромки острой ($r_0 = 0$) не приводит к заметному снижению сопротивления колена. Значительное увеличение радиуса кривизны внешней стенки вызывает даже повышение сопротивления колена. Это указывает на нерациональность скругления одной только внешней стенки (при острой внутренней кромке), так как при этом уменьшается площадь поперечного сечения потока в месте его поворота и увеличиваются диффузорные потери, возникающие при переходе от колена к выходному участку трубопровода.

Минимальное сопротивление создает колено, у которого $\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_0}{b_0} + 0{,}6$ (колено оптимальной формы), а близкое к минимуму – отвод или «нормальное» колено, у которого $\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_0}{b_0} + 1{,}0$. Так как отвод технически легче выполнить, то в большинстве случаев он может заменить оптимальное колено.

8. Сопротивление прямоугольных колен может быть существенно уменьшено путем установки на внутренней кромке круговых обтекателей (см. диаграмму 1.8.4–10). Оптимальное значение относительного радиуса закругления обтекателя составляет $\frac{r_0}{b_0} = 0{,}45$. При таком обтекателе коэффициент сопротивления прямого колена ($\delta = 90°$) снижается с $\zeta = 1{,}15$ до $\zeta = 0{,}55$ [439].

Скругление наружной кромки колена по радиусу $\frac{r_1}{b_0} = 0{,}45$ дополнительно снижает потери до $\zeta = 0{,}49$.

Снижение сопротивления колен достигается также срезом (по хорде) острых кромок поворота (особенно внутренней, см. диаграмму 1.8.4–10).

9. Изменение соотношения площадей $\frac{F_1}{F_0}$ входа и выхода из колена изменяет его сопротивление. При увеличении площади сечения за поворотом возрастает диффузорный эффект, что усиливает отрыв потока и вихреобразование (увеличивает вихревую зону). Вместе с тем при постоянном расходе скорость потока в выходном участке уменьшается. Эффект от уменьшения скорости, выражающийся в уменьшении потерь давления, сказывается при увеличении отношения $\frac{F_1}{F_0}$ до определенных пределов сильнее, чем эффект от увеличения вихревой зоны, приводящий к возрастанию потерь. Вследствие этого общие потери при расширении сечения колена в определенных пределах уменьшаются.

10. Минимум сопротивления прямых колен ($\delta = 90°$) с острой кромкой соответствует отношению $\frac{F_1}{F_0}$, равному $1{,}2 \div 2{,}0$. В коленах и отводах с плавными поворотами оптимальное отношение $\frac{F_1}{F_0}$ ближе к единице; в некоторых случаях оно даже меньше единицы (рис. 1.143). Коэффициент внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$ [1] плоских отводов с $\delta = 90°$ и отношением

[1] Коэффициент внутреннего сопротивления $\zeta_{вн}$, полученный как отношение разности полных давлений на входе и выходе из отвода к динамическому давлению на входе, не учитывает дополнительных потерь, которые имели бы место в прямом выходном участке за поворотом вследствие дальнейшего выравнивания профиля скорости, нарушенного при повороте потока в отводе.

Спрсвочник по гидравлике

высоты к ширине $\frac{a_0}{b_0} = 2{,}4$ зависит от относительного радиуса $\frac{r_1}{b_0}$ закругления внешней стенки при различных значениях относительного радиуса $\frac{r_0}{b_0}$ закругления внутренней стенки. Огибающая кривых $\zeta = f\left(\frac{r_0}{b_0}, \frac{r_1}{b_0}\right)$ во всем диапазоне значений $\frac{r_0}{b_0}$ и $\frac{r_1}{b_0}$ расположена выше для диффузорного канала, когда $\frac{F_1}{F_0} = 1{,}3$, и ниже при $\frac{F_1}{F_0} = 0{,}5$. Промежуточное положение занимает канал постоянного сечения $\left(\frac{F_1}{F_0} = 1{,}0\right)$.

Рис. 1.143 может служить руководством для выбора оптимальных соотношений между значениями $\frac{r_0}{b_0}$ и $\frac{r_1}{b_0}$ плоских отводов с δ = 90°.

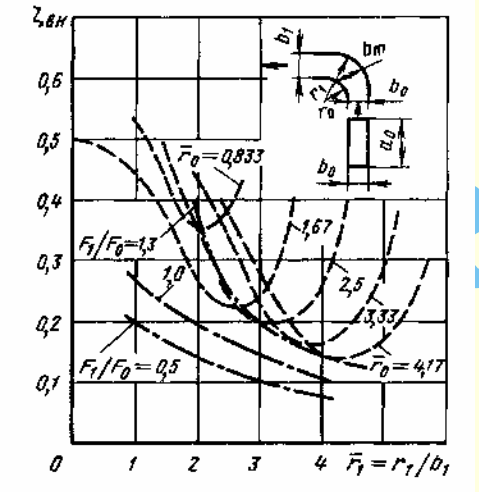


Рис. 1.143. Зависимость $\zeta_{вн}$ колен с δ = 90° от $\frac{r_1}{b_0}$ при различных $\frac{r_0}{b_0}$ [934]

При отсутствии данных по сопротивлению колен и отводов с расширением в указанных пределах отношения $\frac{F_1}{F_0}$ уменьшением потерь давления можно пренебречь и коэффициент сопротивления принять таким же, как при $\frac{F_1}{F_0} = 1$. При значениях $\frac{F_1}{F_0}$, значительно отличающихся от оптимальных, увеличением сопротивления пренебрегать нельзя.

11. Сопротивление изогнутых труб (каналов) уменьшается с увеличением относительной вытянутости поперечного сечения колена $\frac{a_0}{b_0}$, и наоборот, с уменьшением $\frac{a_0}{b_0}$ в пределах, меньших единицы, сопротивление колена возрастает.

12. Общий коэффициент сопротивления колен и отводов для удобства инженерных расчетов в большинстве случаев определяется как сумма коэффициентов местного сопротивления $\zeta_м$ и сопротивления трения $\zeta_{тр}$ поворота:

$$\zeta = \zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_{тр} = \frac{\lambda l}{D_г}$, вычисляется, как ζ прямых участков, при которых λ принимается по диаграммам 1.7–1 – 1.7–6 в зависимости от числа Re и относительной шероховатости $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г}$;

l – длина колена или отвода по оси.

Отношение

$$\frac{l}{D_г} = \pi\frac{\delta^\circ}{180^\circ}\cdot\frac{R_0}{D_г} = 0{,}0175\frac{R_0}{D_г}\delta^\circ.$$

Тогда

$$\zeta_{тр} = 0{,}0175\lambda\frac{R_0}{D_г}.$$

13. Коэффициент местного сопротивления отводов вычисляется по формуле, предложенной Г. Н. Абрамовичем [2][1]:

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A_1 B_1 C_1, \qquad (1.261)$$

где A_1 – коэффициент, учитывающий влияние угла δ изогнутости отвода; B_1 – коэффициент, учитывающий влияние относительного радиуса $\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$ закругления отвода; C_1 – коэффициент, учитывающий влияние относительной вытянутости поперечного сечения отвода $\frac{a_0}{b_0}$.

Величина A_1 находится по данным Б. Б. Некрасова [465]:

при δ = 90° $A_1 = 1{,}0$;

при δ < 70° $A_1 = 0{,}9\sin\delta$;

при δ > 100° $A_1 = 0{,}7 + 0{,}35\frac{\delta}{90^\circ}$

или по графику *а* диаграммы 1.8.4–1.

Величину B_1 можно вычислить по приближенным формулам:

при $\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right) < 1{,}0$ $B_1 = \frac{0{,}21}{\left(\frac{R_0}{D_0}\right)^{0{,}25}}$;[2]

при $\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right) \geq 1{,}0$ $B_1 = \frac{0{,}21}{\sqrt{\frac{R_0}{D_0}}}$

или по графикам *б* и *в* диаграммы 1.8.4–1, а величину C_1 – по графику *г* диаграммы 1.8.4–1.

14. Для очень плавных криволинейных труб и каналов (отводов, змеевиков) $\left(\frac{R_0}{D_0} \geq 3{,}0\right)$ общее сопротивление может рассматриваться как повышенное сопротивление трения, при котором коэффициент сопротивления является не только функцией числа Рейнольдса и шероховатости, но и

[1] В формулу входит числовой коэффициент 0,73, который включен в величину B_1.

[2] Для прямоугольного сечения вместо $\frac{R_0}{D_0}$ принимается $\frac{R_0}{b_0}$.

Справочник по гидравлике

относительного радиуса закругления $\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$ или параметра $\mathrm{Re}\sqrt{\frac{2R_0}{D_0}}$ [32, 33, 750, 968]:

$$\zeta = f\left(\mathrm{Re}, \bar{\Delta}, \frac{R_0}{D_0}, \mathrm{Re}\sqrt{\frac{2R_0}{D_0}}\right),$$

при этом

$$\zeta = \lambda_к \frac{l}{D_г} = \frac{0{,}0175\delta\lambda_к R_0}{D_0},$$

где $\lambda_к$ – коэффициент сопротивления трения криволинейного канала (отвода).

15. Зависимость коэффициента сопротивления трения криволинейных труб (отводов) $\lambda_к$ от $\mathrm{Re}\sqrt{\frac{2R_0}{D_0}}$, $\frac{R_0}{D_0}$, и $\bar{\Delta}$, установленная различными авторами (рис. 1.144), указывает на существование для таких труб аналогии с тем, что наблюдается для прямых труб (см. 1.4, 1.7.1). При этом возможны четыре режима течения потока.

Первый режим (до $\mathrm{Re} = 6{,}5\cdot10^3$) является ламинарным. Он характеризуется тем, что прямые сопротивления для различных $\frac{R_0}{D_0}$ и $\bar{\Delta}$ параллельны между собой и расположены под острым углом к абсциссе $\lg\left(\mathrm{Re}\sqrt{\frac{2R_0}{D_0}}\right)$.

Второй режим ($6{,}5\cdot10^3 < \mathrm{Re} < 4\cdot10^4$) – переходный. При нем коэффициент $\lambda_к$ практически мало зависит от числа Рейнольдса.

В третьем режиме – турбулентном ($4\cdot10^4 < \mathrm{Re} < 3\cdot10^5$) – кривые сопротивления криволинейных труб располагаются как кривые сопротивления прямых технических труб (с неравномерной шероховатостью) в переходной области (см. диаграмму 1.7–4) – они плавно снижаются с увеличением параметра $\mathrm{Re}\sqrt{\frac{2R_0}{D_0}}$. Для различных $\frac{R_0}{D_0}$ и $\bar{\Delta}$ эти кривые также параллельны друг другу.

В четвертом режиме (при $\mathrm{Re} > 3\cdot10^5$) кривые $\lambda_к = f\left(\mathrm{Re}\sqrt{\frac{2R_0}{D_0}}\right)$ расположены параллельно оси абсцисс, так что $\lambda_к$ практически перестает зависеть от числа Re и остается функцией только $\frac{R_0}{D_0}$ и $\bar{\Delta}$.

16. Для гладких криволинейных труб круглого сечения (стеклянные, латунные, свинцовые, резиновые, стальные при $\Delta < 0{,}0002$ и т. п.) при любых δ, включая целые спирали (змеевики), величина $\lambda_к$ до $\mathrm{Re} \approx 10^5$ может быть вычислена по формуле вида (см. также диаграмму 1.8.4–2)

$$\lambda_к = a\cdot\mathrm{Re}^{-n}\left(\frac{2R_0}{D_0}\right)^{-m}. \qquad (1.262)$$

[1] Формула (1.262) получена И. З. Ароновым [32, 33] на основании обработки своих опытов и опытов Адлера [750] и Уайта [1045]. Данные, близкие к значениям $\lambda_к$ по [32], приведены в работах Ю. В. Квитковского [318], И. И. Кошелева и др. [363], Д. Я. Мазурова и Г. В. Захарова [420], В.К.Щукина [731] и др.

17. Формулы аналогичного вида получены для криволинейных каналов квадратного сечения [994] (см. диаграмму 1.8.4–2). Несколько иной вид имеют формулы для прямоугольного сечения разной ориентации: величина $\lambda_к$ может быть вычислена по формулам, предложенным К. В. Дементьевым и И. З. Ароновым [186] (см. также диаграмму 1.8.4–2):

при $\mathrm{Re} = (0{,}5\div7)\cdot10^3$

$$\lambda_к = \left[1{,}97 + 49{,}1\left(\frac{D_г}{2R_0}\right)^{1{,}32}\left(\frac{b}{h}\right)^{0{,}37}\right]\mathrm{Re}^{-0{,}46} = A_д\,\mathrm{Re}^{-0{,}46}$$

или

$$\frac{\lambda_к}{A_д} = \mathrm{Re}^{-0{,}46};$$

при $\mathrm{Re} = (7\div38)\cdot10^3$

$$\lambda_к = \left[0{,}316 + 8{,}65\left(\frac{D_г}{2R_0}\right)^{1{,}32}\left(\frac{b}{h}\right)^{0{,}34}\right]\mathrm{Re}^{-0{,}25} = A_т\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$$

или

$$\frac{\lambda_к}{A_т} = \mathrm{Re}^{-0{,}25}.$$

18. В пределах докритического числа Дина, определяемого приближенно по формуле [1023],

$$(\mathrm{De})_{кр} = 2\cdot10^4\left(\frac{0{,}5D_г}{R_0'}\right)^{0{,}82}$$

{где $R_0' = R_0\left(1 + \frac{t_р}{(2\pi R_0)^2}\right)$; $t_р$ – шаг спирали (рис. 1.145)}, можно воспользоваться следующей единой формулой расчета коэффициента сопротивления трения $\lambda_к$, верной для любой формы сечения криволинейного канала (круглого, прямоугольного, квадратного и эллиптического) [1023];

$$\lambda = 0{,}1008 f(\gamma)\left(\mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_г}{2R_0}}\right)^{0{,}5}\left[1 + 3{,}945 f(\gamma)\left(\mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_г}{2R_0}}\right)^{-0{,}5} + 7{,}782 f(\gamma)\left(\mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_г}{2R_0}}\right)^{-1} + 9{,}097 f(\gamma)\left(\mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_г}{2R_0}}\right)^{-1{,}5} + 5{,}608 f(\gamma)\left(\mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_г}{2R_0}}\right)^{-2}\right]\lambda,$$

где $\lambda = f(\mathrm{Re})$ – коэффициент сопротивления трения канала, определяемый для данной формы сечения по соответствующим диаграммам 1.7; $\gamma = \frac{b_0}{a_0}$ – отношение осей сечения канала;

для прямоугольного сечения

$$f(\gamma) = \frac{D_г}{2} \text{ при } \gamma < 1;$$

$$f(\gamma) = \frac{2}{D_г} \text{ при } \gamma > 1;$$

для эллипса

$$f(\gamma) = \frac{2\gamma}{\gamma+1} \text{ при } \gamma < 1;$$

$$f(\gamma) = \frac{\gamma+1}{2\gamma} \text{ при } \gamma > 1.$$

Справочник по гидравлике

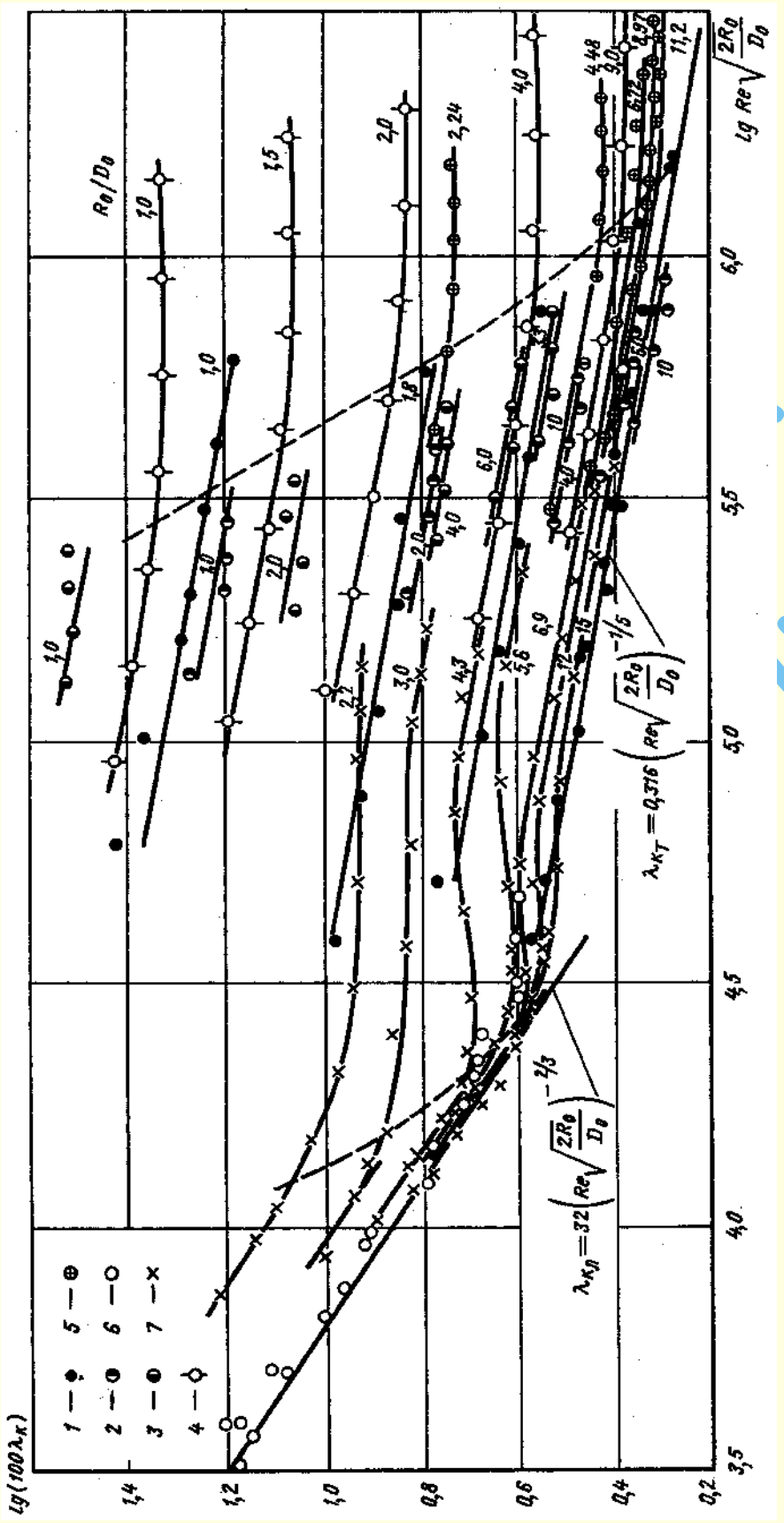


Рис. 1.144. Коэффициент сопротивления $\lambda_к$ плавных поворотов на 90° в функции безразмерного параметра $Re\sqrt{\frac{2R_0}{D_0}}$ [793]:

1 – Ито, D_0 = 35 мм, латунь; *2* – Гофман, D_0 = 43 мм, латунь; *3* – Гофман, D_0 = 43 мм, латунь шероховатая; *4* – Цимерман, D_0 = 50 мм, сталь; *5* – Грегорик, D_0 = 89,3 мм, сталь; *6* – Идельчик, гладкие; *7* – Ли, D_0 = 20 мм, сталь

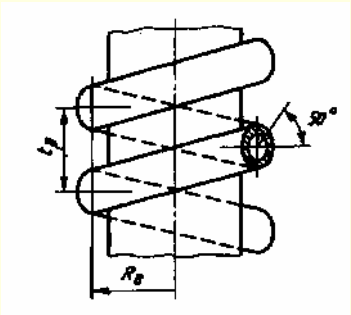


Рис. 1.145. Схема обмотки винтовой трубы

19. Коэффициент местного сопротивления колен с острыми кромками на повороте для всего диапазона углов поворота δ от 0 до 180°

$$\zeta_{м} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = C_1 A \zeta',$$

где ζ' определяется по формуле Вейсбаха [1040]

$$\zeta' = 0{,}95\sin^2\frac{\delta}{2} + 2{,}05\sin^4\frac{\delta}{2};$$

A – поправочный коэффициент, полученный на основании обработки экспериментальных данных Рихтера [968] и Шубарта [989]; определяется по кривой $A = f(\delta)$ диаграммы 1.8.4–7.

установке недалеко за плавным входом, характер течения аналогичен внешнему обтеканию цилиндра или шара.

22. Начиная с очень малых значений числа Рейнольдса, коэффициент полного сопротивления $\zeta_{п}$ отвода[1] при $\frac{R_0}{b_0} \approx 0{,}55 \div 1{,}5$ уменьшается, достигая первого минимума примерно при $Re = 5 \cdot 10^4$ (рис. 1.146). После этого наблюдается незначительное возрастание $\zeta_{п}$, пока он не достигнет значения, соответствующего $Re_{кр}$ (в данном случае около 10^5), при котором наступает резкое падение коэффициента сопротивления (переходный режим – кризис сопротивления) до второго минимума при $Re = 0{,}2 \div 2{,}5 \cdot 10^5$ (установившийся или закритический режим). Затем с увеличением Re опять наблюдается незначительное возрастание коэффициента сопротивления.

23. При сравнительно малых числах Рейнольдса (примерно до $Re = 10^5$) в отводе, расположенном близко от плавного входа, пограничный слой ламинарен, поэтому при небольших $\frac{R_0}{b_0}$ имеет место ламинарный отрыв потока от стенок с внутренним закруглением. Критическое число Re, при котором начинается падение $\zeta_{п}$, характеризуется переходом от ламинарного течения к турбулентному. Турбулизация оторвавшегося пограничного слоя, ведущая к усилению обмена количеством движения между отдельными частицами жидкости, вызывает сужение внутренней вихревой зоны и, как следствие, расширение струи в этом слое (рис. 1.147).

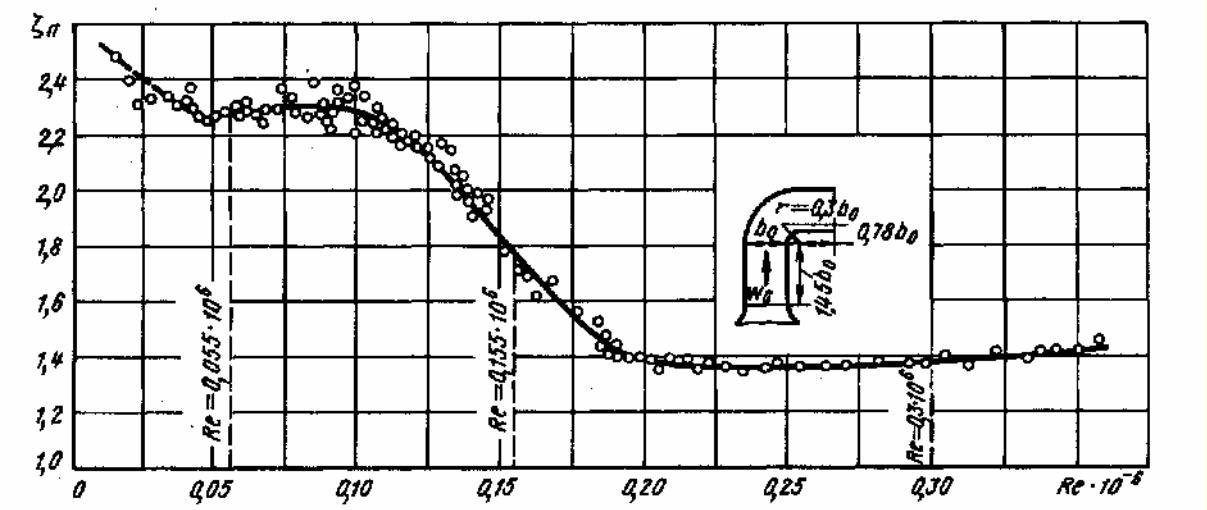


Рис. 1.146. Зависимость коэффициента полного сопротивления $\zeta_{п}$ от числа Re для отвода с δ = 90° и гладкими стенками (Δ = 0,00003) [255]

20. Коэффициенты местного сопротивления любых колен и отводов можно практически принять постоянными, не зависящими от числа Рейнольдса, только при $Re > 2 \cdot 10^5 \div 3 \cdot 10^5$. При меньших значениях этого числа его влияние на сопротивление начинает сказываться в тем большей степени, чем меньше Re. Это особенно относится к отводам, а также коленам с плавным внутренним закруглением.

21. Зависимость $\zeta = f(\mathrm{Re})$ сложная, и характер ее определяется согласно данным И. Е. Идельчика [251 – 255], главным образом изменением состояния потока в пограничном слое. В частности, в отводах с $\frac{R_0}{b_0} = 0{,}55 \div 1{,}5$, особенно при их

24. По мере увеличения числа Re точка перехода все больше и больше перемещается назад (вверх по потоку), а оторвавшийся пограничный слой расширяется до тех пор, пока не присоединится снова к внутренней стенке отвода. Центробежные силы на повороте не дают, однако, прилипшему слою удержаться на всем закруглении отвода, и в каком-то месте поток опять отрывается от стенки, но это уже является отрывом турбулентного слоя на более далеком расстоянии от внутреннего закругления (см. рис. 1.147).

[1] Коэффициент $\zeta_{п}$ включает и потери динамического давления на выходе из отвода в большое пространство (атмосферу).

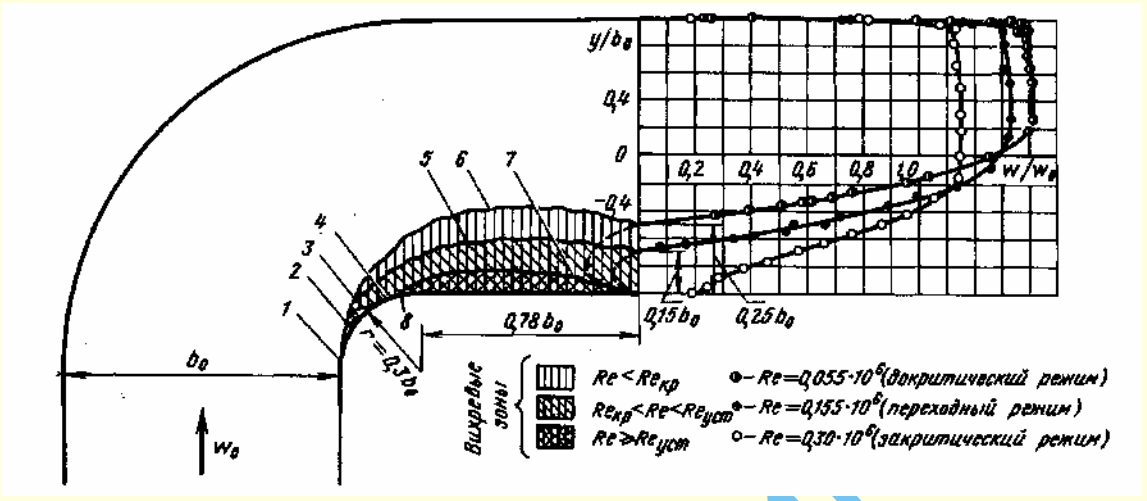


Рис. 1.147. Схема отрыва потока от внутренней стенки и распределение скоростей по средней линии сечения отвода с гладкими стенками при различных режимах течения [255]: *1* – точка ламинарного отрыва; *2* – «мертвая» зона; *3* – точка перехода; *4* – точка прилипания оторвавшегося слоя; *5* – турбулентное расширение оторвавшегося слоя; *6* и *7* – нижняя граница оторвавшихся соответственно ламинарного и турбулентного слоев; *8* – точка турбулентного отрыва

25. В первый момент между точкой ламинарного отрыва и точкой прилипания образуется замкнутая вихревая зона, которая с дальнейшим увеличением Re окончательно рассасывается. Полностью вихревая зона рассасывается тогда, когда точка перехода совпадает с точкой ламинарного отрыва. Этот момент соответствует завершению переходного режима течения, после которого коэффициент сопротивления перестает уменьшаться и принимает почти постоянное значение. В рассматриваемом случае этому соответствует значение $\mathrm{Re} = (2\div2{,}5)\cdot10^5$.

26. Отрыв ламинарного слоя, происходящий в наиболее близкой к началу закругления отвода точке, создает наиболее обширную вихревую зону у внутренней стенки (см. рис. 1.147). По мере приближения точки перехода к точке ламинарного отрыва эта зона сжимается. Наименьшие размеры она принимает при турбулентном отрыве в точке, наиболее удаленной от начала закругления.

27. Влияние числа Рейнольдса на коэффициент местного сопротивления отводов и колен при $\mathrm{Re} \geq 10^4$ учитывается на соответствующих диаграммах коэффициентами k_{Re}, входящими в качестве множителей в выражения для коэффициентов местного сопротивления $\zeta_{\text{м}}$. При этом значения k_{Re} приводятся в виде кривых зависимости от числа Re [255, 1010], которые впредь до уточнения принимаются ориентировочно для всех углов поворота δ.

28. Коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{м}}$ при $\mathrm{Re} < 2\cdot10^3$ можно определить по формуле, предложенной В. П. Зубовым:

$$\zeta_{\text{м}} = (k_1 + 1)\zeta_{\text{а.м}} + \frac{A}{\mathrm{Re}},$$

где $\zeta_{\text{а.м}}$ – значение $\zeta_{\text{м}}$ при $\mathrm{Re} > 2\cdot10^5$ (автомодельная область); k_1 – поправочный коэффициент. Значения k_1 для угольника с нишей в зависимости от δ приведены в табл. 1.45

Таблица 1.45

δ°	30	45	75	90
k_1	6,0	3,6	1,5	1,3

A – коэффициент, зависящий от геометрических параметров колена (отвода), в частности от $\frac{R_0}{D_0}$; по некоторым данным, при $\mathrm{Re} \leq 10^2$ для угольника 90° $A \approx 400$, для угольника 135° $A \approx 600$; при $\mathrm{Re} < 10^3$ для колена 90°, $\frac{r}{D_0} = 2{,}6$ $A \approx 1300$, для колена 180°, $\frac{r}{D_0} = 1{,}5\div2{,}0$ $A \approx 1200$.

29. Влияние сжимаемости жидкости (газа) при больших дозвуковых скоростях потока на сопротивление изогнутых каналов может быть учтено коэффициентом k_λ, определяемым по следующей эмпирической формуле, полученной в работе [924] на основе обработки результатов экспериментальных исследований некоторых типов колен и отводов:

$$k_\lambda \equiv \frac{\zeta_\lambda}{\zeta} = 1 + \alpha_1 \lambda_c^\beta,$$

где $\lambda_c \equiv \frac{w_{\text{ср}}}{\alpha_{\text{кр}}}$ – приведенная скорость потока на входе в изогнутый канал;

$w_{\text{ср}} = 0{,}5(w_0 + w_1)$;

ζ_λ и ζ – коэффициенты сопротивления изогнутого канала соответственно при данном дозвуковом значении λ_c и при малом его значении, определяемом по соответствующим диаграммам настоящего раздела; α_1 и β – константы, значения которых приведены на диаграмме 1.8.4–4. Очевидно, $\zeta_\lambda = k_\lambda \zeta$.

30. Состояние внутренней поверхности (равномерная или местная шероховатость на всей поверхности или на части ее) колен и отводов непосредственно перед поворотом при больших числах Re [255] влияет значительнее на коэффициент местного сопротивления, чем на коэффициент сопротивления трения. При малых значениях Re коэффициент сопротивления отвода с различной степенью шероховатости внутренней стенки мало отличается от $\zeta_{\text{п}}$ отвода с гладкой поверхностью внутренней стенки (рис. 1.148). С увеличением числа Re коэффициент сопротивления начинает резко уменьшаться; при некотором значении этого числа $\zeta_{\text{п}}$ достигает минимума, а затем опять начинает расти.

Справочник гидравлике

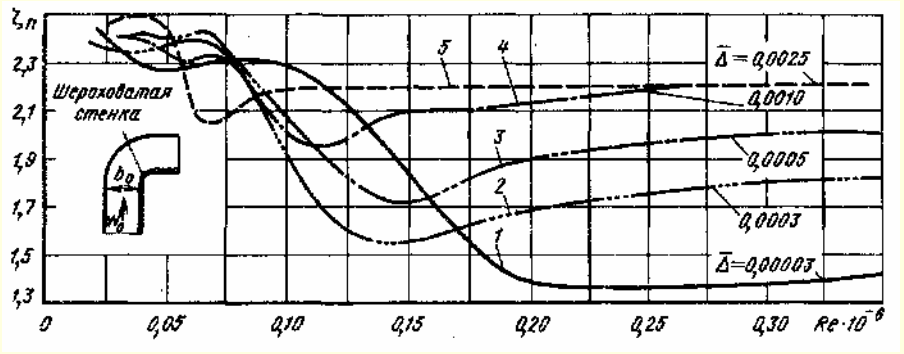


Рис. 1.148. Кривые сопротивления $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ отвода, с внутренней стенкой [255]: *1* – гладкой; покрытой: *2* – оберточной бумагой; *3* – афишной тисненой бумагой; *4* – шлифовальной шкуркой № 140; *5* – шлифовальной шкуркой № 60

31. Критическое число Re, при котором достигается минимум $\zeta_п$, а также число Re, при котором $\zeta_п$ начинает снова расти, зависит от относительной шероховатости $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г}$. Чем больше $\bar{\Delta}$, тем меньше указанные значения Re и тем больше значения как минимума $\zeta_п$, так и $\zeta_п$, достигаемого при больших Re (на режимах автомодельности).

32. Пока число Re мало, толщина ламинарного пограничного слоя столь велика, что этот слой почти полностью покрывает бугорки на шероховатой стенке (рис. 1.149*а*), и последние практически не оказывают влияния на состояние потока. Вследствие этого пограничный слой, оторвавшийся от внутреннего закругления отвода, остается ламинарным, а сопротивление отвода с шероховатыми стенками – близким к $\zeta_п$ отвода с гладкими стенками.

33. С увеличением числа Re толщина пограничного слоя уменьшается, бугорки на стенке начинают частично выступать (рис. 1.149*б*) и турбулизировать поток. Таким образом, по сравнению с гладкой стенкой точка перехода ламинарного течения в пограничном слое в турбулентное появляется ближе к началу закругления отвода, а турбулентный отрыв происходит раньше, т. е. уменьшается как критическое число Re, при котором коэффициент сопротивления начинает падать, так и значение Re, при котором достигается минимальная величина $\zeta_п$.

34. При дальнейшем увеличении числа Re толщина пограничного слоя продолжает уменьшаться, а бугорки на стенке выступают столь значительно, что на них начинают образовываться местные срывы потока (рис. 1.149*в*). Эти срывы способствуют перемещению вверх по потоку точки турбулентного отрыва потока от внутренней стенки. Такое перемещение точки отрыва приводит к расширению области завихрения и снова к возрастанию коэффициента сопротивления отвода. Чем больше относительная шероховатость, тем раньше и интенсивнее сказывается ее влияние, следовательно, тем раньше наступает минимум сопротивления и тем больше значение этого минимума и величина $\zeta_п$ при больших Re.

35. Решающее влияние на коэффициент сопротивления отвода оказывает состояние поверхности только внутренней стенки. Шероховатость остальных трех стенок практически не влияет на величину $\zeta_п$ (рис. 1.150).

36. При частичной (местной) шероховатости или местных выступах на внут-

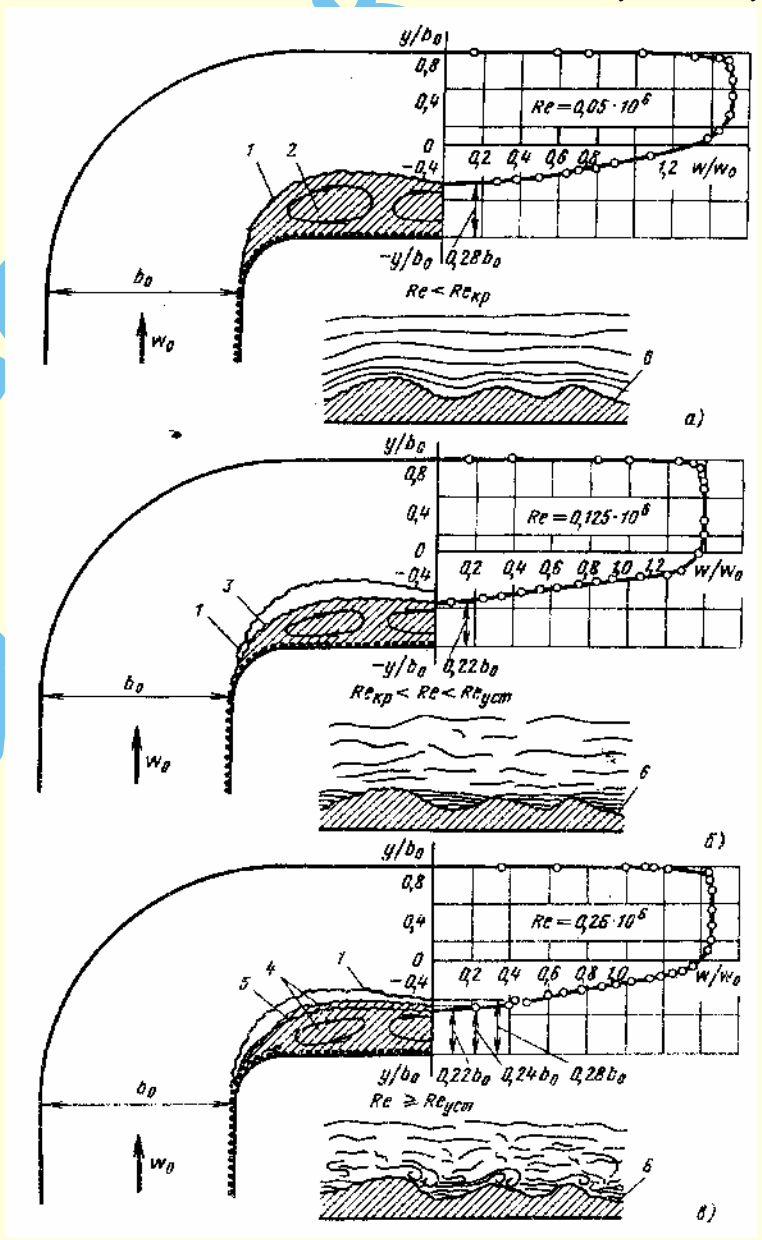


Рис. 1.149. Схема отрыва потока и распределение скоростей по средней линии сечения отвода с шероховатой внутренней стенкой ($\bar{\Delta}$ = 0,001) при различных режимах течения [255]: *а* и *в* – соответственно ламинарное и турбулентное обтекание бугорков; *б* – переходный режим; *1* – нижняя граница оторвавшегося ламинарного слоя при $\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{кр}$; *2* – ламинарный отрыв; *3* – турбулентное расширение оторвавшегося слоя при $\mathrm{Re}_{кр} < \mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{уст}$; *4* – турбулентный отрыв при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{уст}$; *5* – нижняя граница оторвавшегося турбулентного слоя при $\mathrm{Re}_{кр} < \mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{уст}$; *6* – бугорки на шероховатой стенке

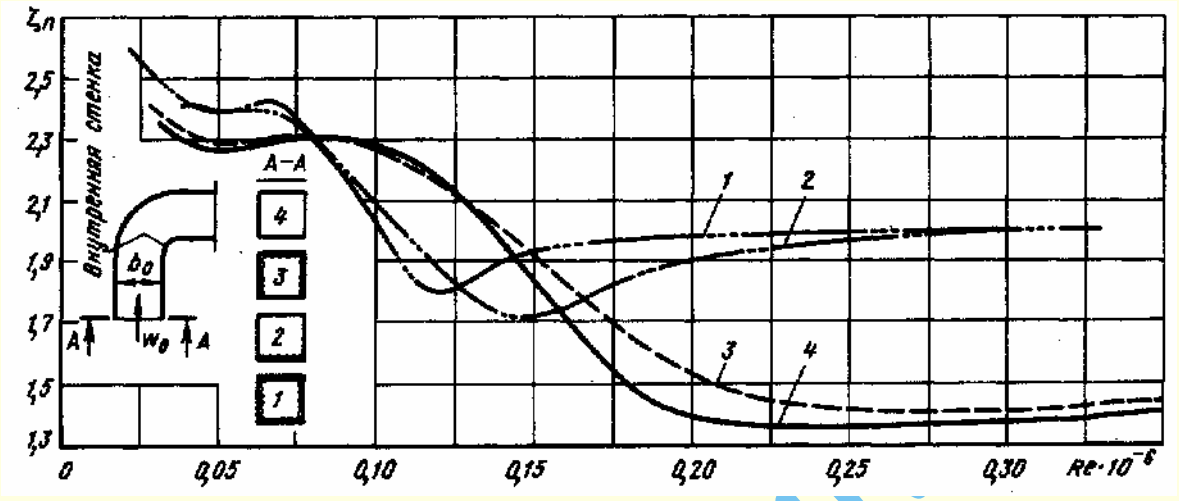


Рис. 1.150. Кривые сопротивления $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ при покрытии различных стенок (сторон) отвода шероховатой бумагой [255]:
1 – все четыре стенки шероховатые (тисненая бумага, $\bar{\Delta} = 0{,}0005$); *2* – внутренняя стенка шероховатая, остальные три гладкие;
3 – внутренняя стенка гладкая, остальные три шероховатые; *4* – все стенки гладкие ($\bar{\Delta} = 0{,}00003$)

ренней стенке отвода кривые коэффициентов сопротивления отводов получаются более плавными (без резко выраженного минимума). При этом значение $\zeta_п$ при больших Re тем выше, чем ближе к началу закругления отвода расположен выступ и чем больше его размеры (рис. 1.151).

37. Для колен и отводов с неплавным закруглением, т. е. с очень малыми относительными радиусами внутреннего закругления в пределах $0 < \frac{r}{D_0} < 0{,}05 \left(0{,}5 < \frac{R_0}{D_0} < 0{,}55\right)$, влияние регулярной шероховатости Δ (неместных выступов) значительно меньше, чем при плавном закруглении, так как при этом место отрыва потока является фиксированным (у кромки поворота). Для таких колен и отводов, впредь до опытного уточнения, можно учитывать влияние равномерной шероховатости ориентировочно по формуле

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_\Delta \zeta_{гл}, \qquad (1.263)$$

где при $\mathrm{Re} > 4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta} < 0{,}001$

$$k_\Delta = \left(1 + 0{,}5\cdot10^3 \bar{\Delta}\right),$$

а при $\mathrm{Re} > 4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta} > 0{,}001$

$$k_\Delta \approx 1{,}5;$$

$\zeta_{гл}$ определяется, как $\zeta_м$ при гладких стенках ($\Delta \approx 0$).

38. Для колен и отводов с относительным радиусом внутреннего закругления в пределах $0{,}05 < \frac{r}{D_0} < 1{,}0 \left(0{,}55 < \frac{R_0}{D_0} < 1{,}5\right)$ можно учитывать влияние равномерной шероховатости коэффициентом k_Δ в выражении (1.263),

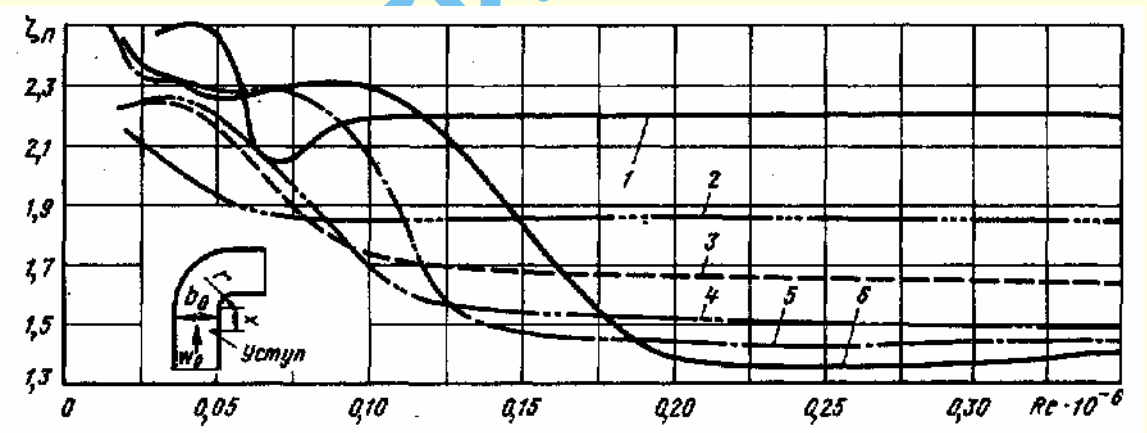


Рис. 1.151. Кривые сопротивления $\zeta_п = f(\mathrm{Re})$ отвода с местной шероховатостью и с различными выступами на внутренней стенке [255]:
1 – вся внутренняя поверхность стенки шероховатая ($\bar{\Delta} = 0{,}002$); *2* – уступ на расстоянии от закругления $\frac{x}{b_0} = 0{,}13$;
3 и *4* – шероховатая наклейка ($\bar{\Delta} = 0{,}002$) соответственно на расстоянии $\frac{x}{b_0}$, равном 0,13 и 0,63;
5 – шпаклевочный слой на расстоянии $\frac{x}{b_0} = 1{,}45$; *6* – гладкие стенки ($\bar{\Delta} = 0{,}00003$)

Справочник гидравлике

который при $4\cdot10^4 < \mathrm{Re} < 2\cdot10^5$ и $\bar{\Delta} < 0{,}001$ принимается ориентировочно, впредь до опытного уточнения.

По формуле [2]

$$k_\Delta = \frac{\lambda_\Delta}{\lambda_{гл}};$$

при $\mathrm{Re} > 2\cdot10^5$ и $\bar{\Delta} < 0{,}001$ – ориентировочно по формуле [255]

$$k_\Delta \approx 1 + \bar{\Delta}\cdot10^3,$$

а при $\mathrm{Re} > 4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta} > 0{,}001$ – ориентировочно

$$k_\Delta \approx 2.$$

Здесь $\lambda_{гл}$ – коэффициент сопротивления трения гладкой трубы, определяемый как λ при заданном $\mathrm{Re} > 4\cdot10^4$ по диаграммам 1.7–1 и 1.7–6;

λ_Δ – коэффициент сопротивления трения шероховатой трубы, определяемый как λ при заданных $\mathrm{Re} > 4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta} = 0 \div 0{,}001$ по диаграммам 1.7–2 – 1.7–6.

39. Для отводов с $\frac{R_0}{D_0} > 1{,}5$ влияние равномерной шероховатости можно ориентировочно учесть на основании [255] и [843] при $\mathrm{Re} > 4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta} < 0{,}001$:

$$k_\Delta \approx 1 + \bar{\Delta}^2\cdot10^6,$$

а при $\mathrm{Re} > 4\cdot10^4$ и $\bar{\Delta} > 0{,}001$

$$k_\Delta \approx 2{,}0.$$

40. При $\mathrm{Re} < 4\cdot10^4$ коэффициент сопротивления всех колен и отводов можно практически принимать не зависящим от степени равномерной шероховатости, а функцией только числа Re. Поэтому он вычисляется, как указано в п. 28.

41. Коэффициент сопротивления колен с закругленными кромками на повороте и с расширенным или суженным выходным сечением $\left(n_п = \frac{F_1}{F_0} = \frac{b_1}{b_0} \neq 1{,}0\right)$ может быть вычислен приближенно [530]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{суж}^2/2} = A_1 C_1 \exp\left(\frac{k_1}{n_п}\right),$$

где $A_1 = f(\delta)$ и $C_1 = f\left(\frac{a_0}{b_{суж}}\right)$ определяются, как и выше; $k_1 = 2{,}31 g \zeta_0$;

ζ_0 – коэффициент сопротивления колена при $n_п = \frac{F_1}{F_0} = 1{,}0$ и $\delta = 90°$; $w_{суж}$ – средняя скорость в суженном сечении колена; $b_{суж}$ – ширина суженного сечения колена.

42. Коэффициент местного сопротивления сварных отводов при прочих равных условиях получается бóльшим, чем для гнутых отводов, так как на их внутренних поверхностях образуются сварные швы, которые увеличивают местную шероховатость. С увеличением диаметра относительная величина местной шероховатости (швов) уменьшается, вследствие чего коэффициент сопротивления снижается.

Коэффициент местного сопротивления складчатых отводов при прочих равных условиях получается бóльшим, чем для гнутых и сварных отводов, а вследствие того что абсолютные размеры складок возрастают с увеличением диаметра отвода, коэффициент сопротивления при этом также растет.

К изогнутым участкам с повышенным коэффициентом сопротивления относятся и отводы из листового материала, соединенные «в замок» из нескольких звеньев, или гофрированные.

43. В случае соединения чугунных (стальных) отводов с помощью резьбы в месте стыка прямого участка с изогнутой частью образуется уступ, приводящий к резкому изменению поперечного сечения в этом месте (рис. 1.152), что вызывает дополнительные потери давления. Чем меньше размеры таких отводов, тем больше относительная величина уступа. Поэтому коэффициент сопротивления стандартных газовых фитингов, отличающихся малыми размерами, значительно превышает величину ζ для обычных отводов, соединенных фланцами.

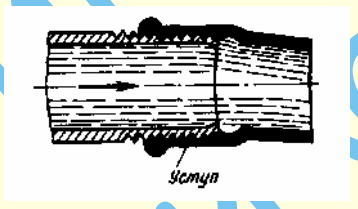


Рис. 1.152. Чугунные отводы, соединенные с помощью резьбы

Приведенные на диаграмме 1.8.4–3 значения коэффициентов сопротивления газовых фитингов могут быть распространены на стандартные отводы с размерами, близкими к указанным на этих диаграммах.

44. Сопротивление составных (спаренных) отводов и колен в большой степени зависит от относительного расстояния $\frac{l_к}{D_0}$ между обоими поворотами (коленами): общий коэффициент сопротивления ζ может быть для крутоизогнутых каналов больше или меньше суммы коэффициентов сопротивления двух изолированных поворотов, а для плавно изогнутых – меньше коэффициента сопротивления даже одного изолированного (одиночного) поворота.

45. Различие коэффициентов местного сопротивления плавных отводов при их взаимодействии определяется в основном положением максимальных скоростей («ядра» потока) перед входом во второй отвод и направлением инерционных сил в нем.

46. В зависимости от относительного расстояния $\frac{l_к}{D_0}$ [145, 147, 148] возможны различные ситуации. Например, для отвода типа «утка» с $\delta = 30°$ и $\frac{R_0}{b_0} = 1{,}0$ (рис. 1.153):

а) проставка между отводами мала (в данном случае $\frac{l_к}{D_0} < 2{,}5$) – инерционные силы во втором отводе препятствуют развитию поперечного (вторичного) течения, вызванного первым отводом. Результирующая скорость поперечного течения меньше, чем она была бы за отдельным отводом, и коэффициент сопротивления $\zeta_м$ канала типа «утка» меньше коэффициента сопротивления $\zeta_{из}$ отдельного (изолированного) отвода с теми же геометрическими параметрами $\left(\delta \text{ и } \frac{R_0}{b_0}\right)$, т. е. $\zeta_м < \zeta_{из}$;

Справочник по гидравлике

б) проставка увеличивается до значения $\frac{l_к}{D_0}$ = 5,0. В этом случае инерционные силы во втором отводе, действуя на ядро, увеличивают интенсивность поперечной циркуляции – потери растут, достигая максимума, когда ядро потока на входе во второй отвод занимает положение, соответствующее позициям *I* и *II* на рис. 1.153. Отсюда $\zeta_{из} < \zeta_м < 2\zeta_{из}$;

в) проставка увеличивается до $\frac{l_к}{D_0}$ = 11,0. Инерционные силы оказывают все меньшее воздействие на поток (этому способствует и одновременный процесс выравнивания потока по сечению). Экстремальной точке (минимуму) кривой $\zeta_м$ соответствует такое положение второго отвода, когда он практически не влияет на величину поперечной циркуляции. Коэффициент сопротивления канала типа «утка» приблизительно равен коэффициенту сопротивления одного изолированного отвода: $\zeta_м = 2\zeta_{из}$;

г) дальнейшее увеличение длины проставки ведет к росту потерь вследствие более полного выравнивания потока по сечению за первым отводом и повторного возбуждения поперечной циркуляции и потерь во втором отводе. В соответствии с этим возрастает и общий коэффициент сопротивления, приближающийся в пределе к $\zeta_м = 2\zeta_{из}$.

Аналогичные ситуации возникают и при других параметрах составных отводов.

47. Коэффициент сопротивления отводов:

спаренных (типа «утка»), строенных в одной плоскости, а также в пространстве (см. диаграммы 1.8.4–18 – 1.8.4–21)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A\zeta'_м + \frac{\lambda l_0}{D_г},$$

где $\zeta'_м$ определяется, как $\zeta_м$ одиночного отвода, а $A = f\left(\frac{l_к}{D}\right)_г$ по соответствующим кривым, полученным на основании данных опытов И. З. Гольденберга [145, 147, 148], Л. С. Клячко и др. [337], а также Чун Сик Ли [793].

48. В случае крутоизогнутых каналов взаимодействие спаренных колен определяется главным образом положением и величиной отрывных зон за поворотом. В частности для П-образного колена, составленного из пары колен под углом δ = 90° с острыми кромками и малым относительным расстоянием между обоими коленами $\left(\frac{l_к}{b_0} \approx 0\right)$, поток отрывается от внутренней стенки только после полного поворота на угол δ = 180°. При таком большом угле поворота получается наиболее интенсивный отрыв потока, вследствие чего коэффициент сопротивления принимает наибольшее значение.

49. Значительное увеличение относительного расстояния $\frac{l_к}{b_0}$ $\left(\text{до } \frac{l_к}{b_0} = 4 \div 5 \text{ и более}\right)$ приводит к тому, что на прямолинейном участке после отрыва за первым поворотом на 90° поток успевает почти полностью растечься по сечению, и условия поворота на последующие 90° получаются такими же, как и для первого поворота. В результате суммарный коэффициент сопротивления такого П-образного колена приближается к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена (δ = 90°).

50. При некотором промежуточном значении $\frac{l_к}{b_0}$ порядка 1,0 зона отрыва за первым поворотом на 90° не успевает полностью развиться и, замыкаясь у внутренней стенки перед вторым поворотом на 90°, создает для основного потока плавное закругление. При этих условиях второй поворот потока происходит почти без отрыва, а следовательно, с малыми потерями давления. Поэтому общий коэффициент сопротивления такого П-образного колена получается минимальным.

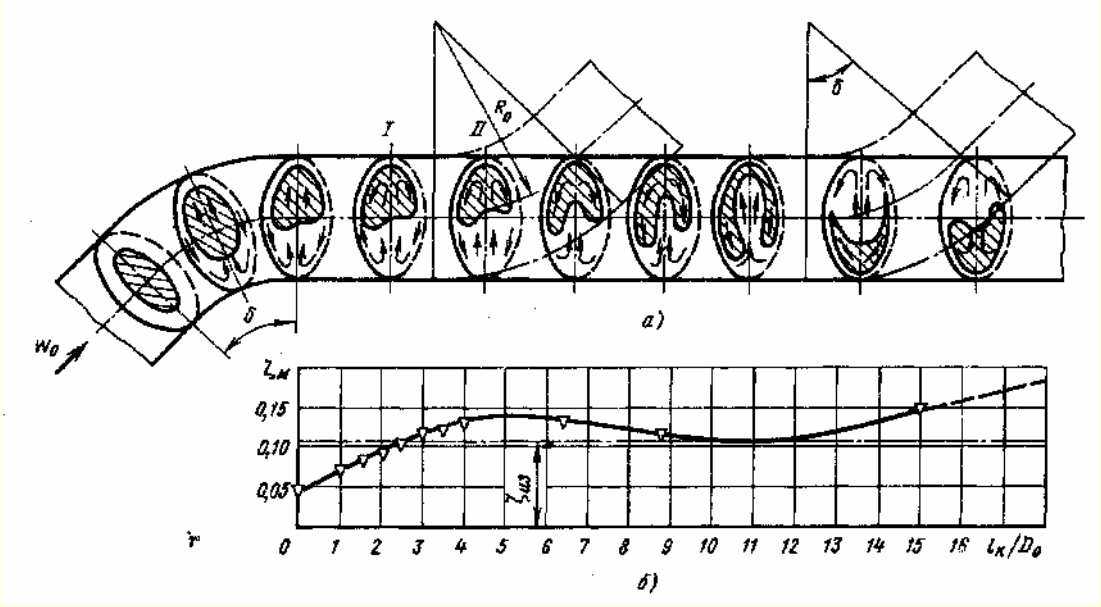


Рис. 1.153. Характеристики отвода типа «утка» при δ = 30° и $\frac{R_0}{b_0}$ = 1,0; Re = 1,6 · 10^5 и $\bar{\Delta}$ = 0,0003 [145, 147]:

а – схема распределения потока вдоль выходного участка отвода; *б* – зависимость коэффициента $\zeta_м$ от $\frac{l_к}{D_0}$

Справочник по гидравлике

51. При скруглении кромок поворота П-образных колен разница в значениях ζ для различных $\frac{l_к}{b_0}$ уменьшается, но в целом поток и характер кривых сопротивления аналогичны таковым для колен с острыми кромками.

52. Для пары колен с углом δ = 90°, составленных Z-образно (рис. 1.154), увеличение относительного расстояния $\frac{l_к^1}{b_0}$ между осями обоих колен приводит вначале к резкому возрастанию общего коэффициента сопротивления, а затем, после достижения определенного максимума, к его плавному снижению до величины, близкой к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена (δ = 90°).

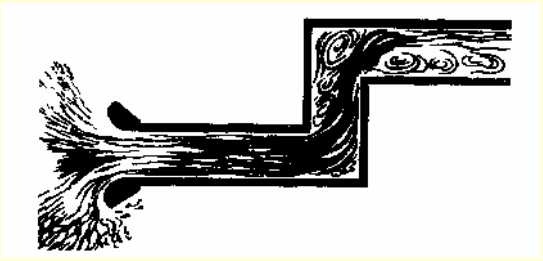


Рис. 1.154. Спектр потока в Z-образном колене

53. Наибольшее значение коэффициент сопротивления Z-образного колена получает тогда, когда второе из пары колен расположено вблизи сечения с максимальной шириной вихревой зоны, образованной за первым поворотом на 90° (см. рис. 1.155). В этом случае в месте второго поворота достигается наиболее значительное уменьшение живого сечения потока.

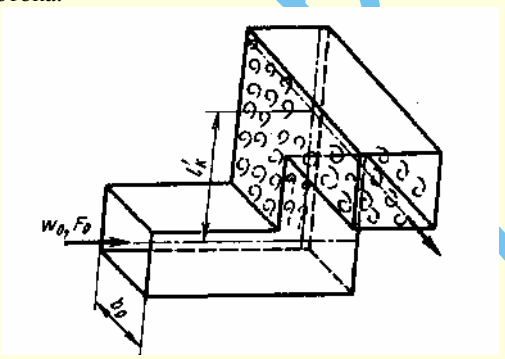


Рис. 1.155. Поток в составном колене с поворотом на 90° в двух взаимно перпендикулярных плоскостях

54. В случае составного колена с поворотом потока в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 1.155) общий коэффициент сопротивления с увеличением относительного расстояния $\frac{l_к^1}{b_0}$ между осями каждой из пары колен (δ = 90°) возрастает от величины, равной коэффициенту сопротивления одного прямого колена (δ = 90°), до максимума при некотором небольшом относительном расстоянии $\frac{l_к^1}{b_0}$. При дальнейшем увеличении $\frac{l_к^1}{b_0}$ общий коэффициент сопротивления начинает опять уменьшаться, стремясь к величине, близкой к удвоенному коэффициенту сопротивления прямого колена (δ = 90°).

55. Зависимость коэффициента сопротивления изогнутых каналов от формы профиля скорости на входе может быть различной. Форма профиля скорости, в свою очередь, также получается различной в зависимости от условий подвода потока к этим каналам.

56. В частности, при подводе потока по прямому участку, расположенному за плавным входным коллектором, коэффициент сопротивления ζ отводов и колен возрастает до определенного предела вместе с увеличением относительной длины $\frac{l_0}{b_0}$ прямого входного участка (рис. 1.156). Рост ζ прекращается тогда, когда длина входного участка приближается к длине начального участка, т. е. участка, в котором происходит развитие и установление профиля скорости, соответствующего данному режиму течения.

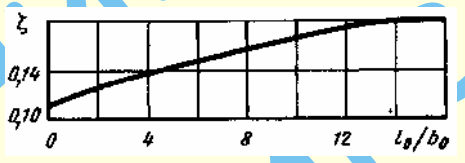


Рис. 1.156. Зависимость коэффициента сопротивления ζ плавного отвода от относительной длины начального (входного) участка $\frac{l_0}{b_0}$ [2]

57. Увеличение коэффициента сопротивления изогнутого канала с развитием профиля скорости, т. е. с утолщением пограничного слоя, вызывается, очевидно, влиянием последнего как на усиление отрыва потока от стенок, так и на образование и развитие вторичных токов (парного вихря).

58. Профиль скорости, сильно нарушенный перед входом в изогнутый канал какими-либо препятствиями на пути потока или предшествующими фасонными частями, может оказать более значительное влияние на коэффициент сопротивления изогнутого канала, чем прямой входной участок. Этот коэффициент может при этом как возрасти, так и уменьшиться в зависимости от профиля скорости. Если максимум скорости находится вблизи внутренней кромки поворота (рис. 1.157), то коэффициент сопротивления изогнутого канала становится даже меньше, чем при равномерном распределении скорости. При других положениях максимума скорости коэффициент сопротивления повышается.

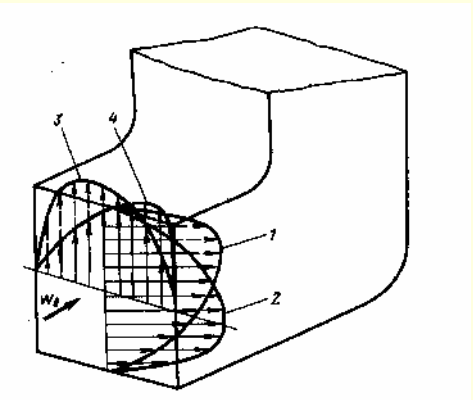


Рис. 1.157. Различные профили скорости на входе в колено [472]: *1* – w_{max} у внутренней кромки поворота; *2* – w_{max} у внешней кромки поворота; *3* – w_{max} у левой стенки колена; *4* – w_{max} у правой стенки колена

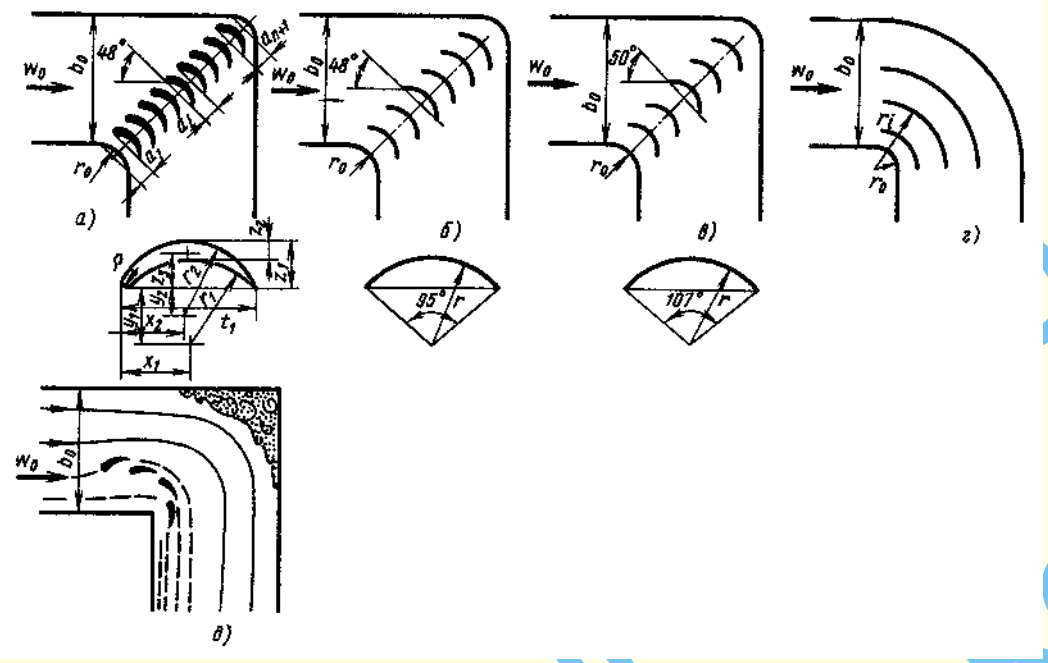


Рис. 1.158. Направляющие лопатки в коленах и отводах:
а – профилированные; *б* – тонкие, по дуге 95°; *в* – тонкие, по дуге 107°; *г* – концентрические; *д* – разрезные

59. Сопротивление колена может быть уменьшено не только скруглением или срезом кромок поворота, но и установкой направляющих лопаток. В первом случае увеличиваются габариты канала, во втором – сохраняется компактность установки. Направляющие лопатки могут быть профилированными (рис. 1.158*а*), упрощенными и изогнутыми по поверхности цилиндра (рис. 1.158*б* и *в*) и тонкими концентрическими (рис. 1.158*г*). Профиль направляющей лопатки строится по приведенным ниже размерам.

Таблица 1.46

Обозначения	Относительные размеры	Обозначения	Относительные размеры
t_1	1,0	y_2	0,215 t_1
x_1	0,519 t_1	z_1	0,139 t_1
x_2	0,489 t_1	z_2	0,338 t_1
r_1	0,663 t_1	z_3	0,268 t_1
r_2	0,553 t_1	ρ	0,033 t_1
y_1	0,463 t_1		

В коленах обычно устанавливают лопатки одинаковых формы и размеров; при этом чаще всего их располагают по линии изгиба канала (рис. 1.158*а*, *б* и *в*).

В отводах следует устанавливать концентрические лопатки (рис. 1.158*г*).

60. Для плавного поворота потока за центробежным вентилятором устанавливают отводы [86, 87]. Коэффициенты сопротивления таких отводов зависят от режима работы вентилятора и угла установки β, т. е. от угла между векторами скорости на входе в вентилятор и на выходе из отвода, отсчитываемого по направлению вращения колеса вентилятора (см. диаграмму 1.8.4–4). При всех режимах работы вентилятора коэффициент сопротивления установленного за ним отвода значительно больше, чем при обычных условиях течения.

61. Аэродинамическая решетка в колене, составленная из направляющих лопаток, вследствие развивающейся на ней аэродинамической силы вызывает отклонение потока к внутренней стенке. При правильном выборе размеров, числа и угла установки лопаток это отклонение потока предотвращает отрыв струи от стенок и образование вихревой области. При этом улучшается распределение скоростей по сечению за поворотом (рис. 1.159) и уменьшается сопротивление колена.

62. Так как основным фактором уменьшения сопротивления и выравнивания поля скоростей является уничтожение вихревой области у внутренней стенки канала, то и наибольший эффект создают лопатки, расположенные ближе к внутреннему закруглению.

Отсюда вытекает возможность сокращения числа лопаток путем удаления отдельных лопаток, расположенных ближе к внешней стенке колена [61, 261].

63. В том случае, когда особенно важно получить равномерное распределение скоростей непосредственно после поворота, число лопаток в коленах принимают «нормальным»:

$$n_{\text{норм}} = 2{,}13\left(\frac{r}{D_0}\right)^{-1} - 1\,^{1}. \qquad (1.264)$$

В большинстве практических случаев можно ограничиться сокращенным числом лопаток («наивыгоднейшим» или минимальным) [261]:

$$n_{\text{наив}} \approx 1{,}4\left(\frac{r}{D_0}\right)^{-1} \qquad (1.265)$$

или

$$n_{\min} \approx 0{,}9\left(\frac{r}{D_0}\right)^{-1}. \qquad (1.266)$$

[1] В случае плоского колена в (1.264 – 1.271) вместо D_0 используют b_0.

Справочное пособие Гидравлике

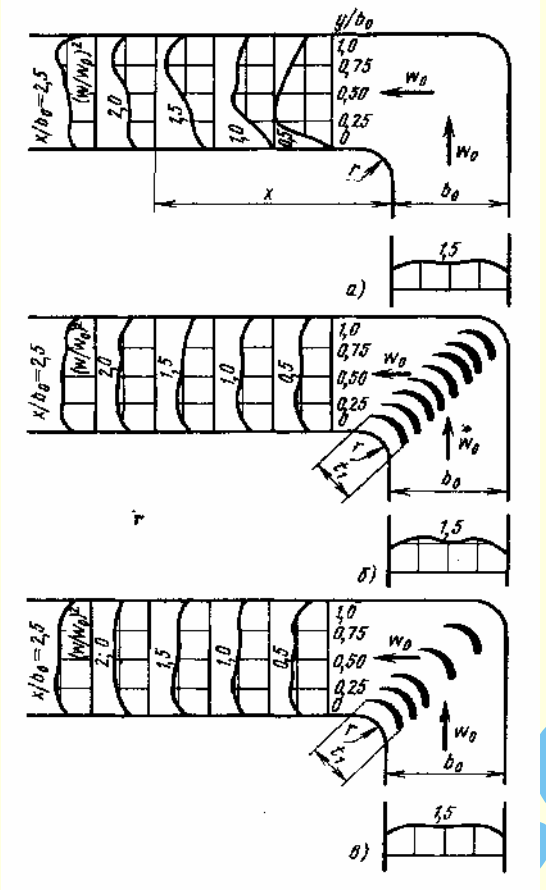


Рис. 1.159. Схема распределения безразмерных скоростей (скоростных давлений) в колене [261]:
а – без лопаток; *б* – с установкой «нормального» числа лопаток;
в – с установкой уменьшенного числа лопаток

При этом в обычных коленах меньшее сопротивление и лучшее распределение скоростей достигается при выборе наивыгоднейшего числа лопаток [по (1.265)].

Хорда t_1 профилированной лопатки принимается как хорда дуги окружности, равной 90°, т. е. дуги внутреннего закругления колена, и, следовательно,

$$t_1 = r\sqrt{2} \qquad (1.267)$$

или

$$t_1 = D_0\left(\frac{r}{D_0}\right)\sqrt{2}. \qquad (1.268)$$

Формулы (1.264 – 1.266) верны именно при этом соотношении между размерами хорды лопаток и радиусом закругления колена.

64. Если колено не имеет плавных закруглений (острая или срезанная кромка), то t_1 = (0,15÷0,60 D_0). Тогда число лопаток можно определить по формулам [263]:

$$n_{\text{норм}} = \frac{3D_0}{t_1} - 1; \qquad (1.269)$$

$$n_{\text{наив}} \approx \frac{2D_0}{t_1}; \qquad (1.270)$$

$$n_{\min} \approx \frac{1,5D_0}{t_1}. \qquad (1.271)$$

65. Для колен с расширением, у которых сечение за поворотом больше сечения перед поворотом ($b_1 > b_0$), число лопаток

$$n_{\text{норм}} = \frac{2,13S}{t_1} - 1;$$

$$n_{\text{наив}} \approx \frac{1,4S}{t_1};$$

$$n_{\min} \approx \frac{0,9S}{t_1},$$

где $S = \sqrt{b_0^2 + b_1^2}$.

66. В случае применения «нормального» числа лопаток последние располагают вдоль линии изгиба колена равномерно, так что расстояние между хордами лопаток

$$a_i = \frac{S}{(n+1)}.$$

При выборе сокращенного числа лопаток расстояние a между ними предложено [261] принимать по арифметической прогрессии и так, что в случае наивыгоднейшего числа лопаток отношение $\frac{a_{n+1}}{a_1} = 2$, а в случае минимального числа $\frac{a_{n+1}}{a_1} = 3$, где a_1 – расстояние от хорды дуги внутреннего закругления колена до хорды первой лопатки (см. рис. 1.158*а*); a_{n+1} – расстояние между хордами последней лопатки и внешнего закругления.

Промежуточные расстояния между лопатками определяются по формулам [251]:

при наивыгоднейшем числе лопаток

$$a_i = 0,67\frac{S}{n+1}\left(1 + \frac{i-1}{n}\right);$$

при минимальном числе лопаток

$$a_i = \frac{S}{n+1}\left(0,5 + \frac{i-1}{n}\right).$$

67. В большинстве практических случаев в коленах применяются наиболее упрощенные тонкие лопатки, выбираемые при повороте на 90° в среднем по дуге окружности $\varphi_1 = 95°$ независимо от параметров колена (относительного радиуса закругления, степени расширения и т. д.). Расположение и угол установки таких лопаток выбирают по тем же указаниям, что и для профилированных лопаток. Коэффициент сопротивления колен с такими лопатками получается заметно больше, чем для колен с профилированными лопатками.

68. Малое сопротивление, близкое к сопротивлению колен с профилированными лопатками, получается при выборе тонких лопаток по методу Е. Я. Юдина [740]. Оптимальный угол дуги лопаток и угол установки их в колене зависят как от относительного радиуса закругления колена, так и от степени его расширения (см. диаграмму 1.8.4–30).

69. Установка направляющих лопаток в коленах оправдывает себя, пока относительный радиус закругления сравнительно мал. Для колен с постоянным сечением установка лопаток целесообразна, пока $\frac{r}{b_0} \le 0,4\div0,5$. Для диффузорных колен (т. е. с расширенным выходным сечением) предельное

Справочник по гидравлике

отношение $\frac{r}{b_0}$ увеличивается примерно до 1,0. Для конфузорных колен (с суженным выходным сечением) предельное отношение $\frac{r}{b_0}$ уменьшается примерно до 0,2.

70. Концентрические лопатки, установленные в отводах, расчленяют данный отвод на ряд отводов с большей степенью вытянутости поперечного сечения, что и приводит к уменьшению потерь давления. Нормальное число $n_к$ тонких оптимально установленных концентрических лопаток в отводе прямоугольного сечения определяется по данным В. И. Ханжонкова и В. Н. Талиева [679] (табл. 1.47):

Таблица 1.47

$\frac{r}{b_0}$	0 ÷ 0,1	0,1 ÷ 0,4	0,4 ÷ 1,0	1,0
$n_к$	3 ÷ 4	2	1	0

Оптимальное расположение лопаток в отводе (см. рис. 1.158*г*) достигается при

$$r_i = 1,26r_{i-1} + 0,07b_0 .$$

71. Коэффициент сопротивления отвода прямоугольного сечения с нормальным числом оптимально установленных концентрических лопаток может быть найден приближенно [679]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(\frac{0,46R_0}{b_0} + 0,04\right)\zeta_{б.л} ,$$

где $\zeta_{б.л}$ определяется как коэффициент сопротивления ζ отвода без лопаток.

72. Нормальное число лопаток в отводе круглого сечения согласно опытам Ито и Имаи [854] (табл. 1.48):

Таблица 1.48

$\frac{r_0}{D_0}$	0 ÷ 0,5	0,5 ÷ 1,0	1,0
$n_к$	2	1	0

При установке одной лопатки ее оптимальное расстояние (см. рис. 1.158*г*)

$$r_1 = r_0\sqrt{1+\frac{D_0}{r_0}} .$$

При двух лопатках

$$r_1 = r_0\sqrt[3]{1+\frac{D_0}{r_0}} \quad \text{и} \quad r_2 = r_0\sqrt[3]{\left(1+\frac{D_0}{r_0}\right)^2}$$

Значения коэффициентов сопротивления отводов круглого сечения с направляющими концентрическими лопатками и без них см. в диаграмме 1.8.4–27.

73. При установке направляющих лопаток в составных коленах коэффициент сопротивления вычисляется как сумма коэффициентов сопротивления изолированных колен с лопатками:

$$\zeta = n_{из}\zeta_л ,$$

где $\zeta_л$ – коэффициент сопротивления изолированного колена с лопатками;

$n_{из}$ – число поворотов в составном колене.

74. Коэффициент местного гидравлического сопротивления пространственного (кольцевого) поворота на 180° [278] зависит от относительного расстояния $\frac{h}{D_0}$ от кромок обреза внутренней трубы до крышки (колпака) кольцевой трубы, отношения площадей $n_п = \frac{F_1}{F_0}$ кольцевой и внутренней труб; относительной толщины $\frac{\delta_к}{D_0}$, относительного радиуса закругления $\frac{r}{D_0}$ кромки обреза внутренней трубы, а также относительного радиуса закругления $\frac{R_0}{D_1}$ крышки (рис. 1.160).

75. Наибольшее влияние на коэффициент местного сопротивления $\zeta_м$ оказывает параметр $\frac{h}{D_0}$. С увеличением $\frac{h}{D_0}$ от нуля коэффициент $\zeta_м$ вначале резко падает, достигая при некотором значении $\frac{h}{D_0}$ минимума, затем происходит некоторое новое, сравнительно резкое возрастание $\zeta_м$, после чего в одних случаях он остается постоянным, а в других опять снижается до определенного значения или продолжает плавно возрастать.

76. В некоторых пределах $\frac{h}{D_0}$ (за первым минимумом $\zeta_м$) при отдельных значениях $n_п$ и $\frac{r}{D_0}\left(\frac{\delta}{D_0}\right)$ наблюдается колебание во времени значения коэффициента $\zeta_м$, вызванное неустойчивостью потока. Такая неустойчивость потока при поворотах с малыми значениями $\frac{r}{D_0}\left(\frac{\delta}{D_0}\right)$ может быть объяснена тем, что отрывные (вихревые) зоны *1* у внешней стенки и зоны *2* у внутренней стенки кольцевого поворота (рис. 1.161, *I*) при определенных условиях периодически сдуваются и уносятся потоком. Этот момент соответствует резкому падению сопротивления. После этого вихри начинают снова зарождаться, и вместе с сужением сечения за поворотом резко повышается сопротивление.

Кривые $\zeta_м = f\left(\frac{h}{D_0}, \frac{r}{D_0}\text{ или }\frac{\delta_к}{D_0}, n_п\right)$ диаграмм 1.8.4–31 и 1.8.4–32 соответствуют средним по времени опытным значениям $\zeta_м$.

77. В табл. 1.49 приведены значения ζ_{min} кольцевых поворотов, соответствующие первому минимуму коэффициента сопротивления и оптимальным значениям $\left(\frac{h}{D_0}\right)_{опт}$ для разных $\frac{r}{D_0}$, $\left(\frac{\delta_к}{D_0}\right)$, и $n_п$. Там же приведены значения $\left(\frac{h}{D_0}\right)_{неуст}$, в пределах которых наблюдается заметная неустойчивость потока.

78. Относительная толщина кромки $\frac{\delta_к}{D_0}$ внутренней трубы кольцевого поворота наряду с $\frac{h}{D_0}$ является также существенным фактором, влияющим на ζ_{min}, заметно снижая его, особенно при $n_п < 2$. Закругление этой кромки в пределах $\frac{r}{D_0} = 0,05 \div 0,2$ незначительно снижает ζ_{min}. Поэтому в тех случаях, когда это вызывает затруднение, кромку можно не закруглять.

Справочник по гидравлике

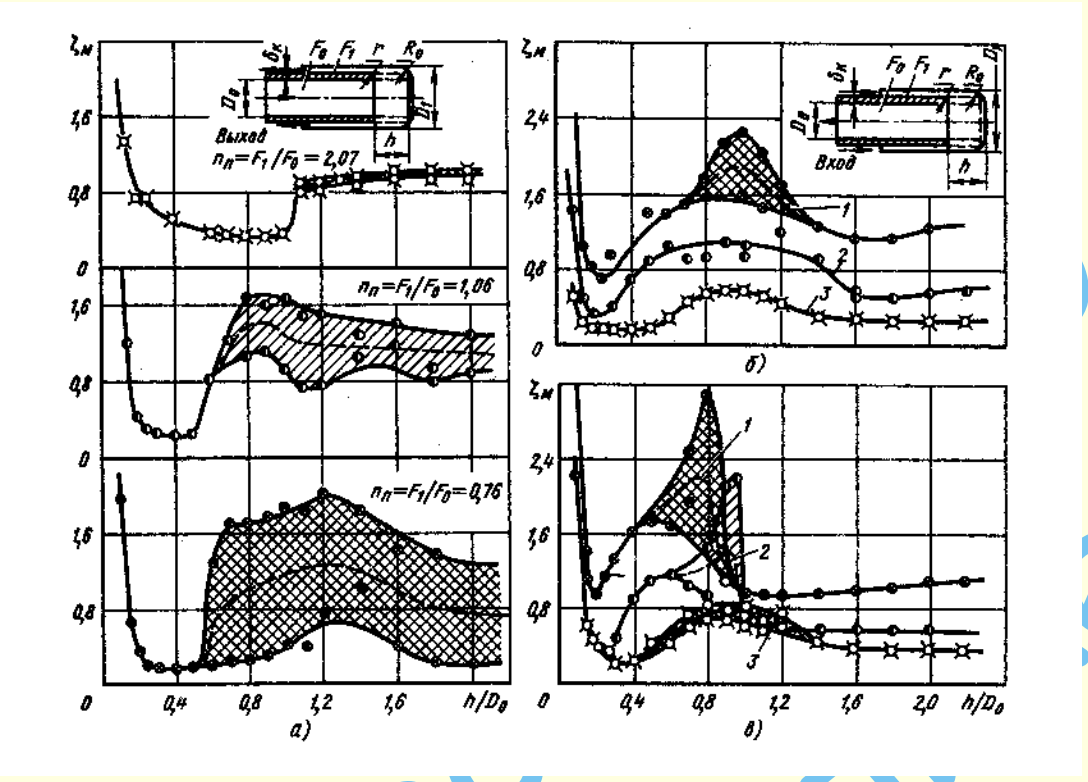


Рис. 1.160. Зависимость коэффициента сопротивления $\zeta_м$ кольцевого поворота от $\frac{h}{D_0}$ при $\frac{R_0}{D_1} = 0{,}3$ [278]:

а – нагнетание при $\frac{r}{D_0} = 0{,}1$; *б* – всасывание при $\frac{r}{D_0} = 0{,}2$: *1* – $n_п = 0{,}80$; *2* – $n_п = 1{,}07$; *3* – $n_п = 2{,}1$;

в – всасывание при $\frac{r}{D_0} = 0{,}1$: *1*– $n_п = 0{,}76$; *2* – $n_п = 1{,}06$; *3* – $n_п = 2{,}07$

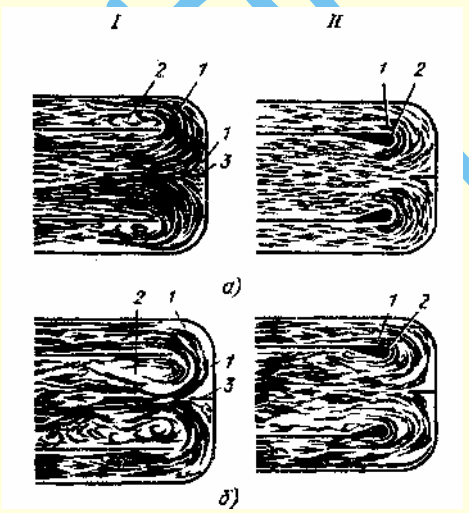


Рис. 1.161. Спектры потока при его повороте на 180° без направляющих лопаток (*I*) и с направляющими лопатками и обтекателями (*II*) , [670]: *I* – *а* – нагнетание; *б* – всасывание; *1* – вихревые зоны у внешней стенки; *2* – вихревые зоны у внутренней стенки; *3* – рассечка; *II* – *а* – нагнетание; *б* – всасывание; *1* – лопатка; *2* – обтекатель

79. Оптимальное значение параметра $n_п = \frac{F_1}{F_0}$ в случае всасывания (вход через кольцевую трубу) при всех $\frac{r}{D_0}\left(\frac{\delta_к}{D_0}\right)$ находится в пределах 1,0 ÷ 2,0; в случае нагнетания (выход через кольцевую трубу) оно для различных параметров различно. При $\frac{r}{D_0} < 0{,}2$ целесообразно осуществить кольцевой поворот с $n_п < 1{,}0$. При $\frac{r}{D_0} \geq 0{,}2\left(\frac{\delta_к}{D_0} \geq 0{,}4\right)$ оптимальное значение $n_п = 1{,}0 \div 1{,}5$.

80. Оптимальный радиус закругления крышки $\frac{R_1}{D_1}$ в случае всасывания находится в пределах 0,18 ÷ 0,35, а в случае нагнетания – в пределах 0,2 ÷ 0,45.

81. Для большей стабилизации потока в кольцевом повороте может быть установлена рассечка *3* (см. рис. 1.161, *I*), которая существенно не влияет на потери.

Сопротивление кольцевого поворота может быть уменьшено установкой вблизи внутренних кромок поворота направляющих лопаток *1* (рис. 1.161, *II*).

82. Симметричный (двусторонний) поворот потока на 180° может быть осуществлен и в плоском канале [670]. Плоские симметричные (двусторонние) повороты часто применяются, например, в нагревательных печах с циркулирующим по замкнутому циклу потоком газа. Коэффициент сопротивления такого поворота зависит от тех же параметров, что и при кольцевом повороте (п. 74).

Таблица 1.49

Характеристики пространственного (кольцевого) поворота на 180°

Характеристики поворота	Всасывание (вход)					
	$\frac{\delta_к}{D_0}$			$\frac{r}{D_0}$		
	0,1	0,2	0,4	0,05	0,1	0,2
$n_п = \frac{F_2}{F_1} = 0{,}75 \div 0{,}80$						
ζ_{min}	1,70	1,10	0,72	1,90	0,96	0,70
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{опт}$	0,23 – 0,27	0,22 – 0,28	0,30 – 0,38	0,18 – 0,22	0,18 – 0,23	0,22 – 0,30
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{неуст}$	0,28 – 1,4	0,20 – 1,4	Устойчивое	0,25 – 1,0	0,40 – 1,0	0,60 – 1,4
$n_п = 1{,}0 \div 1{,}10$						
ζ_{min}	1,05	0,45	0,40	1,05	0,40	0,32
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{опт}$	0,27 – 0,34	0,23 – 0,33	0,26 – 0,36	0,24 – 0,33	0,20 – 0,29	0,18 – 0,28
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{неуст}$	0,38 – 1,40	0,77 – 1,45	Устойчивое	0,26 – 1,40	0,60 – 1,0	Устойчивое
$n_п = 2{,}0 \div 2{,}1$						
ζ_{min}	0,55	0,50	0,40	0,50	0,20	0,16
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{опт}$	0,35 – 0,45	0,22 – 0,48	0,26 – 0,40	0,33 – 0,60	0,28 – 0,40	0,17 – 0,50
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{неуст}$	0,50 – 1,80	0,50 – 1,40	1,1–1,30	0,45 – 1,60	0,40 – 1,60	Устойчивое
Характеристики поворота	Нагнетание (выход)					
	$\frac{\delta_к}{D_0}$			$\frac{r}{D_0}$		
	0,1	0,2	0,4	0,05	0,1	0,2
$n_п = 0{,}75 \div 0{,}80$						
ζ_{min}	0,24	0,22	0,36	0,19	0,16	0,30
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{опт}$	0,40 – 0,62	0,40 – 0,50	0,32 – 0,45	0,40 – 0,80	0,25 – 0,50	0,23 – 0,45
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{неуст}$	0,60 – 2,0	0,55 – 2,0	Устойчивое	0,75 – 2,0	0,40–2,0	Устойчивое
$n_п = 1{,}0 \div 1{,}10$						
ζ_{min}	0,40	0,26	0,26	0,40	0,23	0,20
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{опт}$	0,50 – 0,60	0,35 – 0,55	0,30 – 0,40	0,47 – 0,83	0,30 – 0,50	0,25 – 0,45
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{неуст}$	0,55 – 2,0	0,90 – 2,0	0,75 – 1,0	0,80 – 2,0	0,60 – 2,0	Устойчивое

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.49

Характеристики поворота	Всасывание (выход)					
	$\frac{\delta_к}{D_0}$			$\frac{r}{D_0}$		
	0,1	0,2	0,4	0,05	0,1	0,2
$n_п = 2{,}0 \div 2{,}10$						
ζ_{min}	0,34	0,32	0,30	0,34	0,32	0,40
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{опт}$	0,75 – 1,0	0,65 – 0,93	0,50 – 0,90	0,65 – 0,95	0,60 – 1,0	0,20 – 1,0
$\left(\frac{h}{D_0}\right)_{неуст}$	1,0–2,0	0,55 – 2,0	0,30 – 1,8	0,30 – 2,0	1,1 – 2,0	1,0 – 2,0

Таблица 1.50

Характеристики плоского симметричного поворота на 180°

Поворот	$\left(\frac{h}{a_0}\right)_{опт}$	$\left(\frac{h_0}{a_0}\right)_{опт}$	ζ_{min}
Без рассечки, без обтекателей и направляющих лопаток	0,40 – 0,60	–	4,0 – 4,2
	(0,55 – 0,70)	–	(4,0–4,2)
Без рассечки, без направляющих лопаток, но с обтекателями, установленными с внутренней стороны шахты	0,40 – 0,60	–	3,4 – 3,5
	(0,45 – 0,60)	–	(2,3 – 2,5)
Без рассечки, но с обтекателями и с направляющими лопатками	0,35 – 0,50	0,076	1,70 – 1,75
	(0,35 – 0,50)	(0,076 – 0,127)	(0,90 – 1,0)
Без рассечки, без обтекателей, но с направляющими лопатками	0,40 – 0,55	0,127	1,75 – 1,80
	(0,45 – 0,57)	(0,127)	(1,30 – 1,35)
Без обтекателей, без направляющих лопаток, но с плоской рассечкой	0,53 – 0,65	–	3,6 – 3,7
	(≥ 0,60)	–	(3,9–4,0)
С рассечкой, с обтекателем, но без направляющих лопаток с внутренней стороны шахты	0,50 – 0,65	–	3,3 – 3,4
	(0,55 – 0,70)	–	(2,2 – 2,3)
С рассечкой, с обтекателями и с направляющими лопатками	0,35 – 0,55	0,76	1,2 – 1,3
	(0,40 – 0,65)	–	(0,90–1,0)
С рассечкой, без обтекателя, но с направляющими лопатками	0,45 – 0,60	0,127	1,2–1,3
	(0,50 – 0,70)	–	(1,30)
С рассечкой, с обтекателями, с направляющими лопатками, с насадкой	0,40 – 0,50	0,076	3,1 – 3,2
	(> 0,40)	(0,076 – 0,127)	(2,6)
Примечание. Числа без скобок относятся к всасыванию (вход), а в скобках – к нагнетанию (выход).			

83. В табл. 1.50 приведены значения ζ_{min}, получаемые при оптимальных геометрических параметрах плоского поворота на 180° как при отсутствии, так и наличии рассечки *3* (см. рис. 1.162, *I*) в месте слияния (разделения) потоков. При оптимальных значениях $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{опт}$ рассечка несколько уменьшает коэффициент сопротивления поворота[1]. Однако главным назначением рассечки следует считать ее действие, стабилизирующее поток. При этом всегда нужно применять только плоскую рассечку, которая при всасывании более заметно снижает сопротивление, чем профилированная. При нагнетании влияние плоской и профилированной рассечек практически одинаково. Сопротивление поворота уменьшается также при установке на одной из сторон внутреннего канала обтекателя *2* (см. рис. 1.161, *II*). Еще большее снижение сопротивления плоского поворота достигается в случае применения направляющих лопаток (см. рис. 1.161, *II*), устанавливаемых вблизи внутренних кромок поворота. Минимальные значения коэффициентов сопротивления поворотов с направляющими лопатками достигаются при заметно меньших отношениях $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{min}$, чем без таких лопаток.

[1] При малых значениях $\frac{h}{a_0}$ рассечка даже несколько повышает сопротивление поворота.

Справочник по гидравлике

84. Лучшим из исследованных является плоский поворот с обтекателями и направляющими лопатками. При всасывании $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{опт}} \approx 0{,}45$ и $\left(\frac{h_0}{a_0}\right)_{\text{опт}} \approx 0{,}076$, а в случае нагнетания $\left(\frac{h}{a_0}\right)_{\text{опт}} = 0{,}5 \div 0{,}6$ и $\left(\frac{h_0}{a_0}\right)_{\text{опт}} = 0{,}076 \div 0{,}175$.

85. Изогнутые гибкие стеклотканевые воздуховоды, как и прямые воздуховоды (см. 1.7.1, п. 72,), обладают повышенным гидравлическим сопротивлением. Некоторые данные по коэффициентам сопротивления таких отводов, полученные экспериментально [762], приведены на диаграмме 1.8.4–25.

86. При пневмотранспорте пылевидных материалов наибольшее сопротивление движению создается в местах изменения направления потока – в изогнутых каналах (коленах, отводах и т. п.) [866].

Суммарный коэффициент сопротивления изогнутых каналов при загрузке потока пылевидным материалом

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_0 + \kappa\left(\zeta_1 - \zeta_0\right), \qquad (1.272)$$

где ζ_0 и ζ_1 – коэффициенты сопротивления изогнутого канала соответственно при отсутствии ($\kappa = 0$) и при наличии ($\kappa = 1$) в потоке пылевидных материалов; $\kappa = \frac{m_{\text{п}}}{m_1}$ – коэффициент запыленности (отношение массового расхода пылевидного материала к массовому расходу газового потока).

87. При $2{,}5 \cdot 10^5 \le \text{Re} \le 4{,}5 \cdot 10^5$ и $20 \le \text{Fr} \le 36$ суммарный коэффициент сопротивления ζ не зависит ни от числа Рейнольдса $\text{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu_{\text{c}}}$, ни от числа Фруда

$$\text{Fr} = \frac{w_0}{\sqrt{g D_0}},$$

где ν_{c} – среднее значение кинематического коэффициента вязкости газового потока, несущего пылевидный материал.

Потери давления в потоке с пылевидным материалом

$$\Delta p \equiv \frac{\zeta \rho w_0^2}{2},$$

где ρ – среднее значение плотности газового потока, несущего пылевидный материал.

88. Коэффициент сопротивления изогнутых каналов при загрузке потока пылевидным материалом практически не зависит от того, движется ли транспортирующий поток в горизонтальной плоскости или изменяет свое движение с горизонтального на вертикальное положение, и наоборот.

Значения ζ не зависят также от размера частиц пылевидного материала.

89. Отводы прямоугольного сечения отличаются от отводов круглого сечения меньшим местным износом при движении пылевидных частиц.

Колена с резкими углами поворота и без направляющих устройств для пневмотранспортирующих систем непригодны, так как в наружных угловых элементах оседает пыль, периодически возвращающаяся в основной поток. При этом резко повышается сопротивление и износ системы.

Составные колена в этом случае занимают промежуточное положение между коленом с резким поворотом и плавными отводами.

90. Направляющие лопатки или пластины в коленах и отводах не только снижают сопротивление, но уменьшают износ, так как он распределяется равномерно по этим устройствам.

При пневмотранспорте материала небольшой твердости (например, опилок) в трубах большого диаметра можно применять составные колена круглого сечения. При транспортировании материалов, вызывающих большой износ, в трубах большого диаметра следует применять колена с направляющими лопатками.

Справочник по гидравлике

1.8.4.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Отводы при $\frac{R_0}{D_0}\frac{R_0}{b_0} < 3$; $0 < \delta \le 180°$; $\frac{l_0}{D_{\text{г}}} \ge 10$ [1] **[2, 255, 465, 822, 843, 934, 940, 1038]**	**Диаграмма 1.8.4–1**

1. Гладкие стенки ($\Delta = 0$) и $\text{Re} = \frac{w_0 D_{\text{г}}}{\nu} \ge 2 \cdot 10^5$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_{\text{м}} + \zeta_{\text{тр}} = \zeta_{\text{м}} + \frac{0{,}0175 \delta \lambda R_0}{D_{\text{г}}};$$

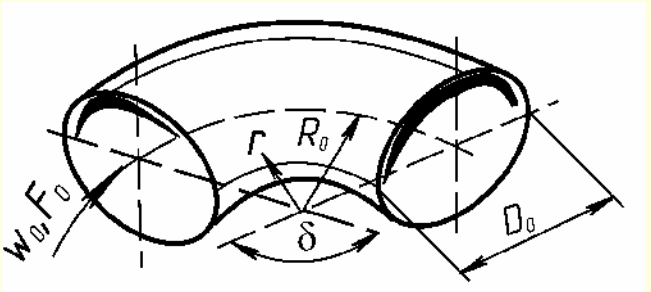
$$\zeta = A_1 B_1 C_1;$$

[1] Здесь и далее $\frac{l_0}{D_{\text{г}}} = 0$ означает, что колено (отвод) расположено за плавным коллектором, а $\frac{l_0}{D_{\text{г}}} > 0$ означает, что колено находится за прямым участком (проставкой), расположенным за коллектором.

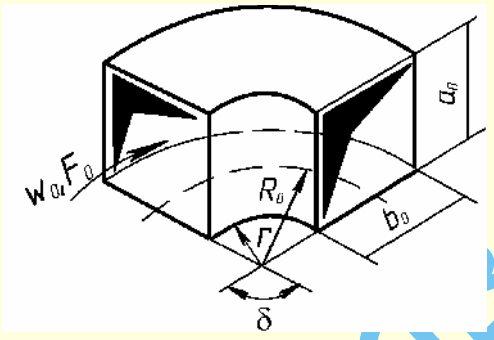
Продолжение

Отводы при $\frac{R_0}{D_0}\frac{R_0}{D_0} < 3$; $0 < \delta \le 180°$; $\frac{l_0}{D_г} \ge 10$ [1] **[2, 255, 465, 822, 843, 934, 940, 1038]**	**Диаграмма 1.8.4–1**

$D_г = D_0$



$$D_г = \frac{2a_0b_0}{a_0 + b_0}$$



$A_1 = f(\delta)$ см. график *а,* или приближенно – соответствующие формулы:

δ°	До 70	90	Св. 100
A_1	$0{,}9\sin\delta$	1,0	$0{,}7 + 0{,}35\frac{\delta}{90°}$

$B_1 = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$ или $f\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$ см. графики *б* и *в*, или приближенно

$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	0,5÷1,0	Св. 10
B_1	$0{,}21\left(\frac{R_0}{D_0}\right)^{-2,5}$	$0{,}21\left(\frac{R_0}{D_0}\right)^{-0,5}$

$C_1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *г* (при круглом или квадратном сечении $C_1 = 1{,}0$) или приближенно

$\frac{a_0}{b_0}$	До 4	Св. 4
C_1	$0{,}85 + \frac{0{,}125}{\frac{a_0}{b_0}}$	$1{,}115 - \frac{0{,}84}{\frac{a_0}{b_0}}$

$$\zeta_{тр} = 0{,}0175\delta\frac{R_0}{D_г}$$ (здесь и далее δ°)

2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $Re \ge 10^4$:

$$\zeta = k_\Delta k_{Re}\zeta_м + 0{,}0175\delta\lambda\frac{R_0}{D_г};$$

$k_\Delta = f\left(\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г}\right)$ см. таблицы; $k_{Re} = f(Re)$ см. график *д* или приближенно

$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	0,50 ÷ 0,55	0,55 ÷ 0,70	>. 0,70
k_{Re}	$1 + \frac{4400}{Re}$	$\frac{5{,}45}{Re^{0,131}}$	$1{,}3 - 0{,}29\ln(Re\cdot10^{-5})$

$\lambda = f(Re, \bar{\Delta})$ см. диаграммы 1.7–2 — 1.7–6: при $\lambda \approx 0{,}02$

$$\zeta_{тр} = 0{,}00035\delta\frac{R_0}{D_г}.$$

[1] См. сноску на стр. 264.

Справочник по гидравлике.

Продолжение

Отводы при $\frac{R_0}{D_0}\frac{R_0}{D_0} < 3$; $0 < \delta \le 180°$; $\frac{l_0}{D_г} \ge 10$ [1] **[2, 255, 465, 822, 843, 934, 940, 1038]**	**Диаграмма 1.8.4–1**

3. $3 \cdot 10^3 \le \mathrm{Re} \le 10^4$:

$$\zeta = \frac{A_2}{\mathrm{Re}} + \zeta_{а.м} + \zeta_{тр},$$

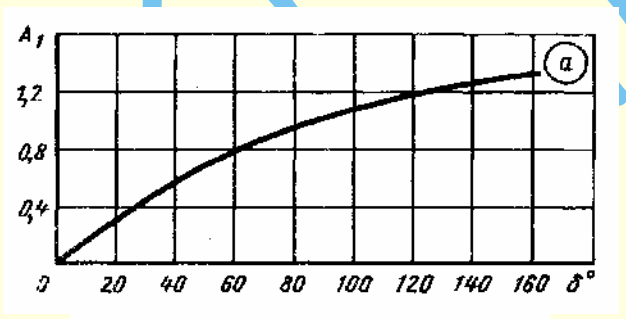
где A_2 см. таблицу (ориентировочно); $\zeta_{а.м}$ определяется так же, как $\zeta_м$ при $\mathrm{Re} > 2 \cdot 10^5$

$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	0,50÷0,55	0,55 ÷ 0,70	0,70 ÷ 1,0	1,0 ÷ 2,0	2,0 ÷ 2,5
$\frac{r_0}{D_0}$	0÷0,05	0,05 ÷ 0,20	0,2 ÷ 0,5	0,5 ÷ 1,5	1,5 ÷ 2,0
$A_2 \cdot 10^{-3}$	4,0	6,0	4,0÷2,0	1,0	0,6

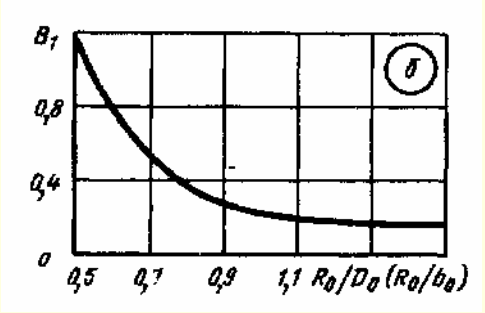
Значения k_Δ

$\bar{\Delta}$	$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$				
	0,50 – 0,55		≥ 0,55		
	Re				
	$3 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$	$\ge 4 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4 \div 2 \cdot 10^5$	$\ge 2 \cdot 10^5$
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0÷0,001	1,0	$1 + 0{,}5 \cdot 10^3 \bar{\Delta}$	1,0	$\frac{\lambda_д}{\lambda_{гл}}$	$1 + \bar{\Delta} \cdot 10^3$
Св. 0,001	1,0	~1,5	1,0	~2,0	~2,0

где $\lambda_{гл}$ см. λ технически гладких труб при заданном Re на диаграммах 1.7–5 и 1.7–6; λ_Δ см. λ шероховатых труб ($\bar{\Delta} > 0$) при заданных Re и $\bar{\Delta}$ на диаграммах 1.7–2 – 1.7–6.



δ°	0	20	30	45	60	
A_1	0	0,31	0,45	0,60	0,78	
δ°	75	90	110	130	150	180
A_1	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40



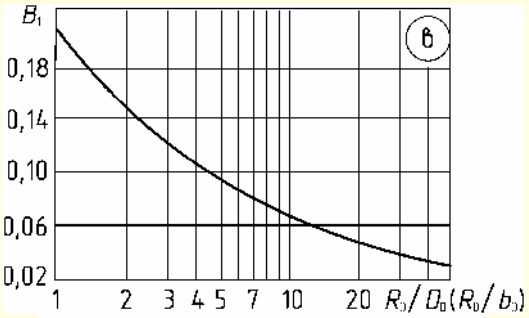
$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	0,50	0,60	0,70	0,80
B_1	1,18	0,77	0,51	0,37
$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	0,90	1,00	1,25	1,50
B_1	0,28	0,21	0,19	0,17

[1] См. сноску на стр. 264.

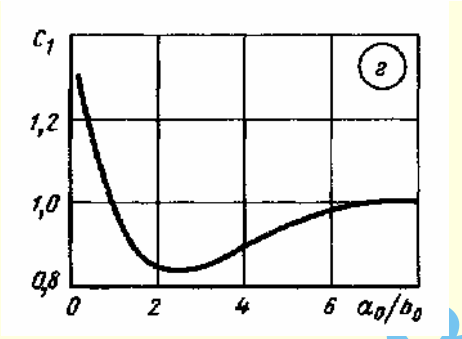
Справочник по гидравлике

Продолжение

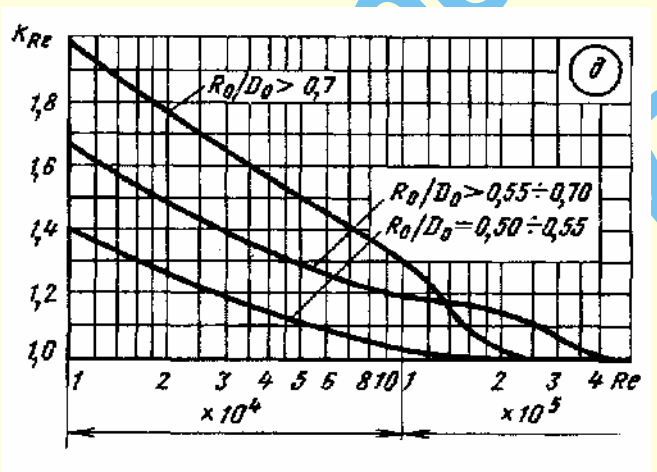
Отводы при $\frac{R_0}{D_0}\frac{R_0}{b_0} < 3$; $0 < \delta \le 180°$; $\frac{l_0}{D_г} \ge 10$ [1] **[2, 255, 465, 822, 843, 934, 940, 1038]**	**Диаграмма 1.8.4–1**



$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	2,0	4,0	6,0	8,0
B_1	0,15	0,11	0,09	0,07
$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	10	20	30	>40
B_1	0,07	0,05	0,04	0,03



$\frac{a_0}{b_0}$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0
C_1	1,30	1,17	1,09	1,00	0,90	0,85
$\frac{a_0}{b_0}$	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
C_1	0,85	0,90	0,95	0,98	1,00	1,00



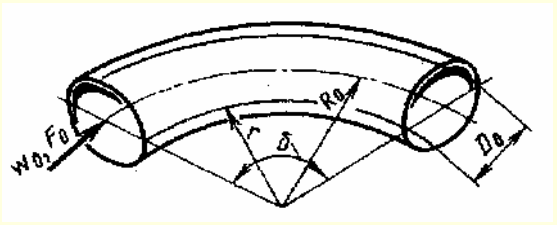
Значения k_{Re}

$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	Re·10^{-5}			
	0,1	0,14	0,2	0,3
0,5 ÷ 0,55	1,40	1,33	1,26	1,19
0,55 ÷ 0,70	1,67	1,58	1,49	1,40
> 0,70	2,00	1,89	1,77	1,64
$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	Re·10^{-5}			
	0,4	0,6	0,8	1,0
0,5 ÷ 0,55	1,14	1,09	1,06	1,04
0,55 ÷ 0,70	1,34	1,26	1,21	1,19
> 0,70	1,56	1,46	1,38	1,30
$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	Re·10^{-5}			
	1,4	2,0	3,0	4,0
0,5 ÷ 0,55	1,0	1,0	1,0	1,0
0,55 ÷ 0,70	1,17	1,14	1,06	1,0
> 0,70	1,15	1,02	1,0	1,0

[1] См. сноску на стр. 264.

Справочник по гидравлике

Криволинейные трубы и каналы (гладкие), плавно изогнутые (отводы, змеевики) при $\frac{R_0}{D_г} \geq 3$ с любым углом поворота $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ [32, 33, 186, 318, 420, 750, 968, 994]	**Диаграмма 1.8.4–2**



$D_г = D_0$;

$$D_г = \frac{2a_0 b_0}{a_0 + b_0}$$

1. Круглое сечение

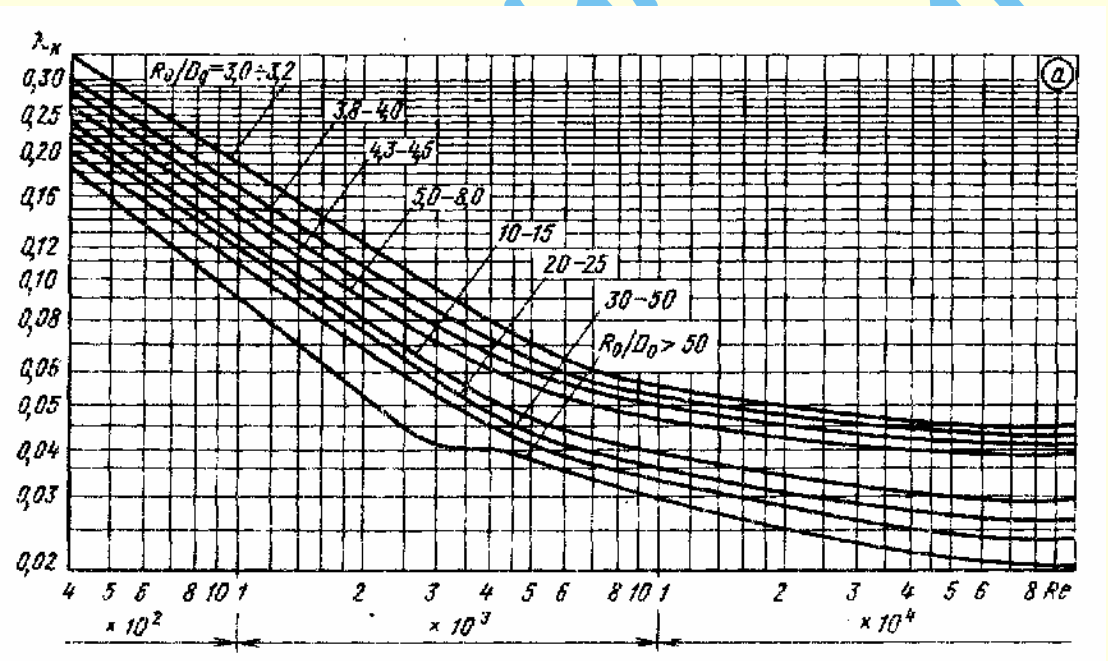
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0{,}0175 \lambda_к \delta \frac{R_0}{D_г},$$

где $\lambda_к = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{D_0}\right)$ см. кривые или при круглом сечении:

при $50 < \mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 600$ $\quad \lambda_к = \frac{20}{\mathrm{Re}^{0,65}}\left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0,175}$;

при $600 < \mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 1400$ $\quad \lambda_к = \frac{20}{\mathrm{Re}^{0,55}}\left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0,225}$;

при $1400 < \mathrm{Re}\sqrt{\frac{D_0}{2R_0}} < 5000$ $\quad \lambda_к = \frac{20}{\mathrm{Re}^{0,45}}\left(\frac{D_0}{2R_0}\right)^{0,275}$.



Значения $\lambda_к$ (график *а*)

$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	$\mathrm{Re}\cdot 10^{-3}$						
	0,4	0,6	0,8	1	2	4	6
3,0 ÷ 3,2	0,34	0,26	0,22	0,19	0,12	0,078	0,063
3,8 ÷ 4,0	0,30	0,23	0,19	0,17	0,11	0,070	0,060
4,3 ÷ 4,5	0,28	0,22	0,18	0,16	0,10	0,065	0,056
5,0 ÷ 8,0	0,26	0,20	0,16	0,14	0,09	0,060	0,052
10 ÷ 15	0,24	0,18	0,15	0,13	0,08	0,055	0,043
20 ÷ 25	0,22	0,16	0,14	0,12	0,075	0,048	0,040
30 ÷ 50	0,20	0,15	0,13	0,11	0,070	0,045	0,038
> 50	0,18	0,135	0,105	0,09	0,052	0,040	0,035

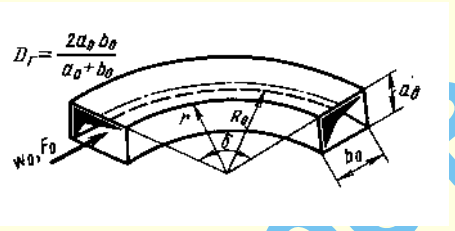
Продолжение

Криволинейные трубы и каналы (гладкие), плавно изогнутые (отводы, змеевики) при $\frac{R_0}{D_г} \geq 3$ с любым углом поворота $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ [32, 33, 186, 318, 420, 750, 968, 994]	**Диаграмма 1.8.4–2**

$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{R_0}{b_0}\right)$	$Re \cdot 10^{-3}$					
	8	10	20	30	50	100
3,0 ÷ 3,2	0,058	0,055	0,050	0,048	0,046	0,044
3,8 ÷ 4,0	0,055	0,052	0,047	0,045	0,044	0,042
4,3 ÷ 4,5	0,052	0,049	0,045	0,043	0,041	0,040
5,0 ÷ 8,0	0,049	0,047	0,043	0,042	0,040	0,038
10 ÷ 15	0,040	0,038	0,034	0,033	0,030	0,028
20 ÷ 25	0,037	0,035	0,030	0,029	0,027	0,026
30 ÷ 50	0,035	0,033	0,028	0,027	0,025	0,023
> 50	0,032	0,030	0,025	0,023	0,022	0,020

2. Квадратное сечение

При $Re\sqrt{\frac{a_0}{2R_0}} = 100 \div 400$ или $Re = \frac{100 \div 400}{\sqrt{\frac{a_0}{2R_0}}}$

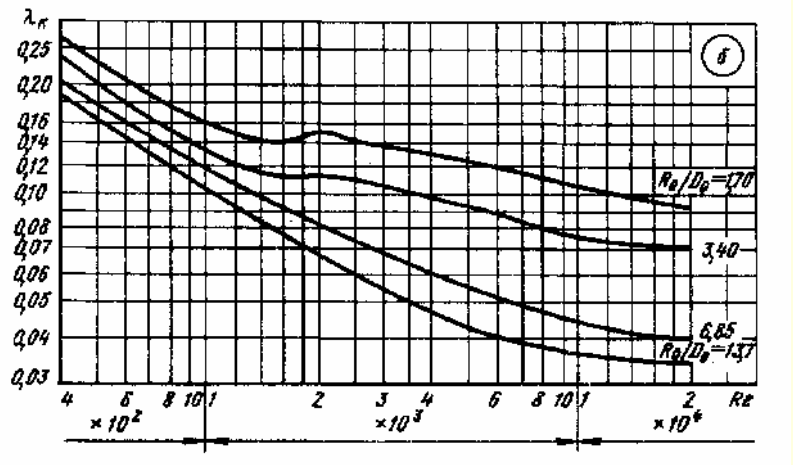


$$\lambda_к = 16{,}5 \cdot \frac{\left(Re\sqrt{\frac{a_0}{2R_0}}\right)^{0{,}35}}{Re}$$ см. график *б*;

при $Re\sqrt{\frac{a_0}{2R_0}} > 400$ $\lambda_к >$ см. график *б*

Значения $\lambda_к$ (график *б*)

$\frac{R_0}{a_0}$	$Re \cdot 10^{-3}$												
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	6	8	10	20
1,70	0,272	0,210	0,172	0,160	0,140	0,148	0,140	0,136	0,132	0,120	0,112	0,108	0,092
3,40	0,240	0,180	0,152	0,132	0,112	0,112	0,108	0,104	0,096	0,088	0,080	0,076	0,072
6,85	0,212	0,160	0,136	0,116	0,092	0,080	0,072	0,068	0,061	0,052	0,048	0,044	0,040
13,7	0,188	0,142	0,120	0,104	0,080	0,068	0,060	0,056	0,048	0,044	0,040	0,038	0,034



Справочник по гидравлике

Продолжение

Криволинейные трубы и каналы (гладкие), плавно изогнутые (отводы, змеевики) при $\frac{R_0}{D_г} \geq 3$ с любым углом поворота $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ [32, 33, 186, 318, 420, 750, 968, 994]	**Диаграмма 1.8.4–2**

3. Прямоугольное сечение

1) $Re = (0{,}5 \div 6)\cdot 10^3$ (ламинарный режим)

$$\lambda_к = \left[1{,}97 + 49{,}1\left(\frac{D_г}{2R_0}\right)^{1{,}32}\left(\frac{b_0}{a_0}\right)^{0{,}37}\right] Re^{-0{,}46} = A_л Re^{-0{,}46}$$

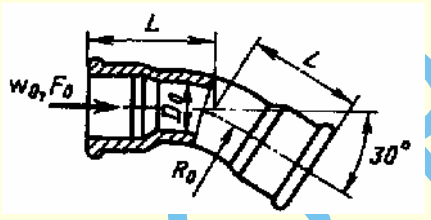
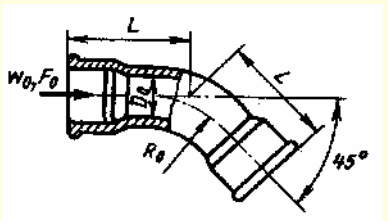
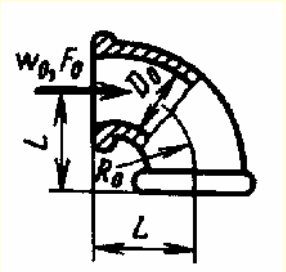
или $\frac{\lambda_к}{A_л} = Re^{-0{,}46}$;

2) $Re = (7 \div 38)\cdot 10^3$ (турбулентный режим)

$$\lambda_к = \left[0{,}316 + 8{,}65\left(\frac{D_г}{2R_0}\right)^{1{,}32}\left(\frac{b_0}{a_0}\right)^{0{,}34}\right] Re^{-0{,}25} = A_т Re^{-0{,}25}$$

или $\frac{\lambda_к}{A_т} = Re^{-0{,}25}$.

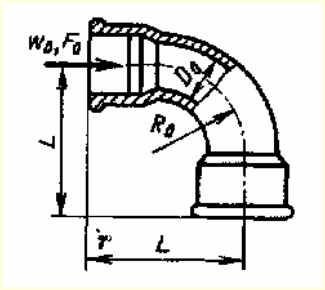
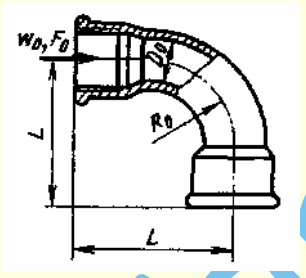
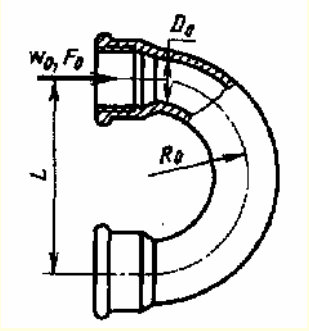
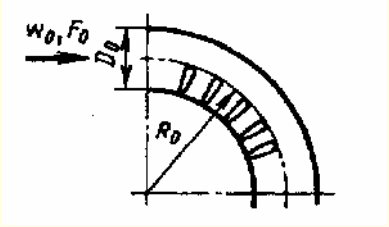
Отводы; $Re = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 2\cdot 10^5$ **[308, 1037]**	**Диаграмма 1.8.4–3**

Характеристика отвода и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$			
	D_0	1/2"	1"	1 1/2"	2"
	$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0}$	0,02	0,01	0,0075	0,0050
δ = 30° 	L, мм	30	44	56	66
	ζ	0,81	0,52	0,32	0,19
δ = 45° 	L, мм	36	52	68	81
	ζ	0,73	0,38	0,27	0,23
δ = 90° (угольник) 	L, мм	30	40	55	65
	ζ	2,19	1,98	1,60	1,07

Справочник по гидравлике

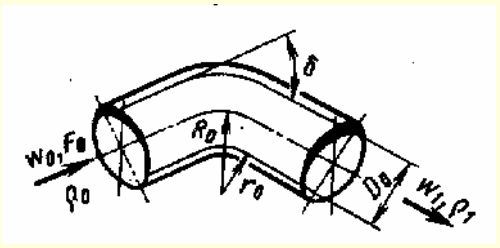
Продолжение

Отводы; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$ **[308, 1037]**	**Диаграмма 1.8.4–3**

Характеристика отвода и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$						
$\delta = 90°$; $\frac{R_0}{D_0} = 1{,}36 \div 1{,}67$ 	L, мм	45	63	85	98		
	ζ	1,20	0,80	0,81	0,58		
$\delta = 90°$; $\frac{R_0}{D_0} = 2 \div 2{,}13$ 	L, мм	55	85	116	140		
	ζ	0,82	0,53	0,53	0,35		
$\delta = 180°$ 	L, мм	38	102	102	127		
	ζ	1,23	0,70	0,65	0,58		
Отвод; $\delta = 90°$; складчатый $\frac{R_0}{D_0} = 2{,}5$ 	D_0, мм	50	100	150	200	250	300	350
	ζ	0,25	0,30	0,33	0,37	0,42	0,45	0,50

Справочник по гидравлике

Отводы и колена круглого сечения при больших дозвуковых скоростях потока [623, 924]	Диаграмма 1.8.4–4



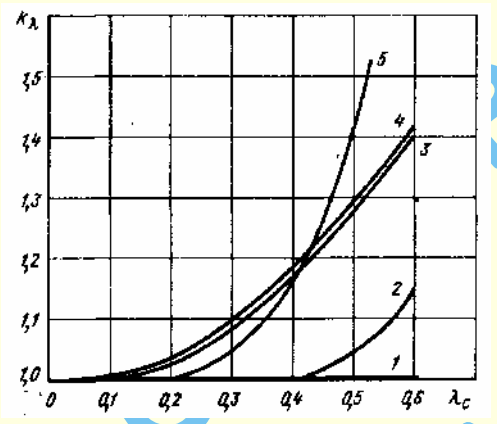
$$\zeta_\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{ср}^2 / 2} = k_\lambda \zeta,$$

где ζ – см. соответствующие диаграммы раздела 1.8.4 при малых скоростях.

1. Колена и отводы малого диаметра (25 мм), чистые (не ржавые) при $\lambda_c < 0{,}9$ и $10^5 < Re < 7 \cdot 10^5$:

$$k_\lambda = 1 + \alpha_1 \lambda_c^\beta,$$

где $\lambda_c \equiv \frac{w_{ср}}{a_{кр}}$; $w_{ср} = 0{,}5(w_0 + w_1)$; $\rho_{ср} = 0{,}5(\rho_0 + \rho_1)$; $a_{кр}$ – критическая скорость потока



2. Обычные отводы и колена

$k_\lambda = f(\lambda_c)$ см. график

Значения α_1 и β

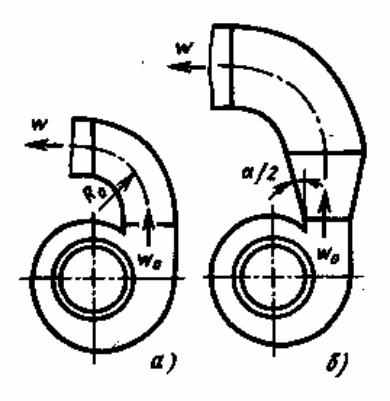
δ°	$\frac{R_0}{D_0}$	α_1	β	Δ, мкм	Примечание
Колена					
90	0,90	5,84	3,17	15	Стыковая сварка
90	0,90	6,86	3,17	1,5	То же
90	1,34	6,57	3,17	15	»
90	1,34	6,76	3,17	1,5	»
90	0,62	1,52	1,95	120	Резьбовое соединение
90	0,62	2,56	1,95	1,5	То же
90	1,34	3,40	1,95	15	Стыковая сварка: переход от колена диаметром 32 мм к прямому участку трубы диаметром 25 мм
180	1,34	3,88	3,17	15	Стыковая сварка
180	1,34	5,02	3,17	1,5	То же
45	1,34	7,34	3,17	15	»
45	1,34	7,53	3,17	1,5	»
45	1,20	3,14	1,85	120	Резьбовое соединение
Отводы					
45	3,25	4,45	3,18	2,5	
89	2,48	13,47	3,17	2,5	
89	8,36	9,33	3,17	2,5	
90	29,29	8,24	3,17	2,5	
91	15,57	4,39	3,17	2,5	
180	4,80	4,45	3,17	2,5	

Значения k_λ

№ п/п	Наименование	λ_c								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,45	0,5	0,52	0,55	0,60
1	Отвод; $\delta = 45 \div 90°$; $\frac{R_0}{D_0} > 1$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
2	Отвод; $\delta = 45°$; $\frac{R_0}{D_0} = 1$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,02	1,04	1,05	1,08	1,15
3	Отвод; $\delta = 90°$; $\frac{R_0}{D_0} = 1$	1,0	1,02	1,08	1,17	1,22	1,28	1,30	1,34	1,40
4	Отвод; $\delta = 90°$; $0{,}75 \le \frac{R_0}{D_0} \le 1$	1,0	1,03	1,10	1,19	1,24	1,30	1,32	1,35	1,42
5	Колено; $\delta = 90°$; $\frac{r_{вн}}{D_0} = 0$; $\frac{r_{нар}}{D_0} = 0 \div 0{,}5$	1,0	1,0	1,05	1,16	1,26	1,41	1,50	—	—

Справочник по гидравлике

Отводы, расположенные за центробежными вентиляторами [86, 87, 588]	**Диаграмма 1.8.4–5**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

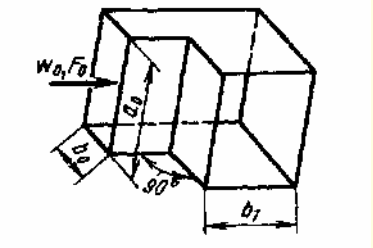
Значения ζ

Отвод	Угол установки элемента, °	Режим работы вентилятора			Тип вентилятора
		$Q < Q_н$; $\eta^в \geq 0,9\eta^в_{max}$	номинальный; $Q = Q_н$; $\eta^в = 0,9\eta^в_{max}$	$Q > Q_н$; $\eta^в \geq 0,9\eta^в_{max}$	
Лопатки вентилятора загнуты назад					
Прямоугольного поперечного сечения (*а*) $R_0 = D_г$	90 ÷ 270	0,6	0,2	0,3	Ц4-76
Круглого сечения $R_0 = 2D_г$	90 ÷ 360	0,5	0,5	0,4	
Прямоугольного сечения $R_0 = 1,5D_г$ с пирамидальным диффузором (*б*)	90 ÷ 360	0,2	0,2	0,2	
Лопатки вентилятора загнуты вперед					
Прямоугольного сечения (*а*) $R_0 = D_г$	90 ÷ 180 270 ÷ 360	0,2 0,7	0,3 0,5	0,3 0,5	Ц 14-46
Круглого сечения $R_0 = 2D_г$	90 ÷ 360	0,3	0,4	0,4	
Прямоугольного сечения $R_0 = 1,5D_г$ с пирамидальным диффузором (*б*)	90 ÷ 180	0,4	0,2	0,2	

Примечание: $\eta^в$, $\eta^в_{max}$ – КПД и максимальный КПД вентилятора соответственно.

Справочник по гидравлике

Колена с острыми кромками в месте поворота $\left(\frac{r}{b_0}=0\right)$ при δ = 90°; $\frac{l_0}{D_г}\geq 0$ [1] **[516]**	**Диаграмма 1.8.4–6**



$$D_г = \frac{2a_0b_0}{a_0+b_0}$$

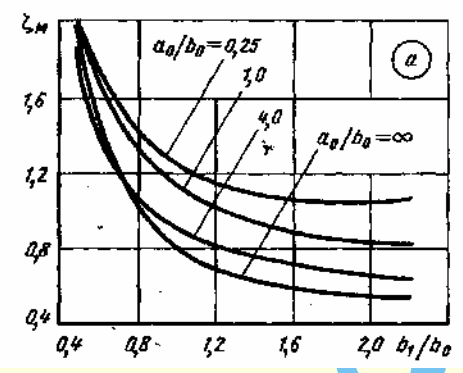
1. Гладкие стенки (Δ = 0), $\mathrm{Re}=\frac{w_0D_г}{\nu}\geq 2\cdot10^5$;

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

при $\frac{l_0}{D_г}=0\div 2$ $\quad \zeta=\zeta_м=f\left(\frac{b_1}{b_0},\frac{a_0}{b_0}\right)$

см. график *а*:

при $\frac{l_0}{D_г}\geq 10$ $\quad \zeta\approx 1{,}05\,\zeta_м$



Значения $\zeta_м$

$\frac{a_0}{b_0}$	$\frac{b_1}{b_0}$						
	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
0,25	1,76	1,43	1,24	1,14	1,09	1,06	1,06
1,0	1,70	1,36	1,15	1,02	0,95	0,90	0,84
4,0	1,46	1,10	0,90	0,81	0,76	0,72	0,66
∞	1,50	1,04	0,79	0,69	0,63	0,60	0,55

2. Шероховатые стенки (Δ > 0) и $\mathrm{Re}\geq 10^4$:

$$\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}}\zeta_м;$$

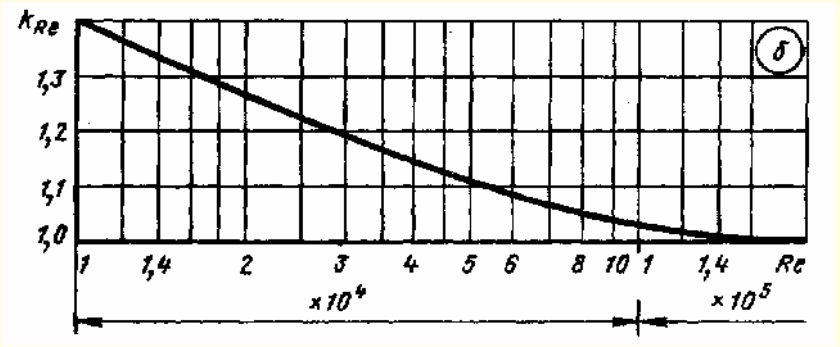
где $k_\Delta = f\left(\mathrm{Re}\text{ и }\overline{\Delta}=\frac{\Delta}{D_г}\right)$ см. таблицу;

Значения k_Δ

$\overline{\Delta}$	$\mathrm{Re}\cdot10^{-3}$	
	3 ÷ 40	Св. 40
0	1,0	1,0
0—0,001	1,0	$1+0{,}5\cdot10^3\,\overline{\Delta}$
Св. 0,001	1,0	≈ 1,5

$k_{\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ см. график *б* или приближенно $k_{\mathrm{Re}}\approx\frac{4{,}06}{\mathrm{Re}^{0{,}118}}$

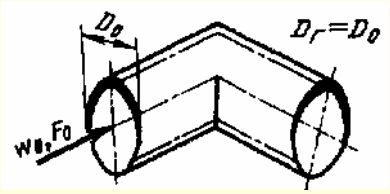
$\mathrm{Re}\cdot10^{-4}$	1	1,4	2	3	4	6	8	10	14	Св. 20
k_{Re}	1,40	1,33	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0	1,0



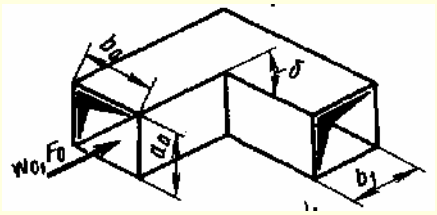
[1] Здесь и далее $\frac{l_0}{D_г}=0$ означает, что колено (отвод) расположено непосредственно за плавным коллектором.

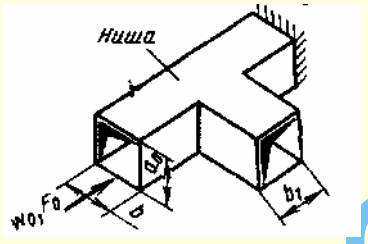
Справочник по гидравлике

Колена с острыми кромками в месте поворота $\left(\frac{r}{b_0}=0\right)$ при $0<\delta\le 180°$; $\frac{l_0}{D_г}\ge 10$ **[2, 255, 934, 968, 989, 1040]**	**Диаграмма 1.8.4–7**



$$D_г = \frac{2a_0 b_0}{a_0 + b_0}$$





1. Колено без ниши

1) Гладкие стенки ($\Delta = 0$), $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \ge 2\cdot 10^5$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = C_1 A \zeta_м \quad (\zeta_{тр} \approx 0);$$

$C_1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *а* (при круглом и квадратном сечениях $C_1 = 1{,}0$), или приближенно

$$C_1 = 0{,}97 - 0{,}13 \ln\left(\frac{a_0}{b_0}\right);$$

$\zeta_м = 0{,}95 \sin^2\frac{\delta}{2} + 2{,}05 \sin^4\frac{\delta}{2} = f(\delta)$ см. график *б:*

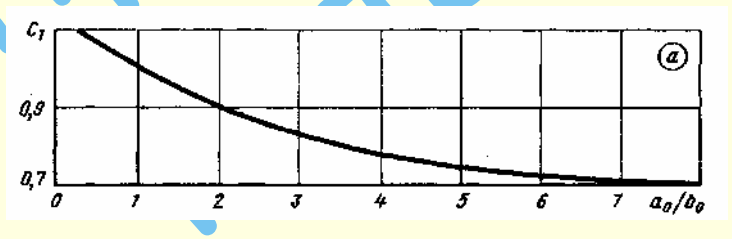
$A = f(\delta)$ см. график *б*, или приближенно $A \approx 0{,}95 + \frac{33{,}5}{\delta}$;

2) Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $\mathrm{Re} \ge 10^4$:

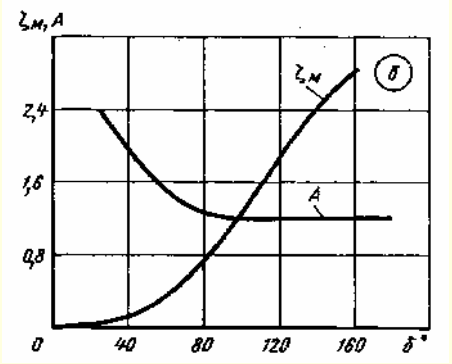
$$\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}} C_1 A \zeta_м;$$

k_Δ и k_{Re} – соответственно в зависимости от $\overline{\Delta} = \frac{\Delta}{D_г}$ и Re см. диаграмму 1.8.4–6

δ°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
$\zeta_м$	0	0,05	0,07	0,17	0,37	0,63	0,99	1,56	2,16	2,67	3,00
A	–	2,50	2,22	1,87	1,50	1,28	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20



$\frac{a_0}{b_0}$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
C_1	1,10	1,07	1,04	1,00	0,95	0,90	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,70



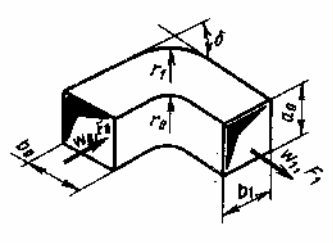
2. Колено с нишей

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 1{,}2_{\zeta_{б.н}},$$

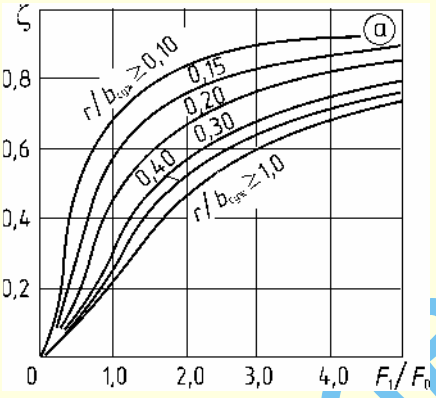
где $\zeta_{б.н}$ см. ζ колена без ниши

Справочник по гидравлике

Колена с закругленными кромками в месте поворота и расширенным или суженным выходным сечением $0{,}2 < \frac{F_1}{F_0} \le 5$; $0 < \delta < 180°$; $\frac{l_0}{D_г} \ge 10$ **[530]**	**Диаграмма 1.8.4–8**



$r = r_0 = r_1$



1. Гладкие стенки ($\Delta = 0$) и $\mathrm{Re} = \frac{w_{суж} b_{суж}}{\nu} \ge 2 \cdot 10^3$

$b_{суж}$ – ширина суженного сечения:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{суж}^2 / 2} = A_1 C_1 \exp\frac{k_1}{n_п} + \zeta_{тр} = A_1 C_1 \zeta' + \zeta_{тр},$$

где $\zeta' = \exp\frac{k_1}{n_п} = f\left(\frac{F_1}{F_0}, \frac{r}{b_{суж}}\right)$; см. график *а;*

$\zeta_{тр} = \left(1 + 0{,}0175 \frac{r}{D_г} \delta\right) \lambda$; λ см. диаграммы 1.7–1 и 1.7–6;

при $\lambda \approx 0{,}02$

$\zeta_{тр} = 0{,}02 + 0{,}00035 \delta \frac{r}{D_г}$; $A_1 = f(\delta)$ см. график *б*;

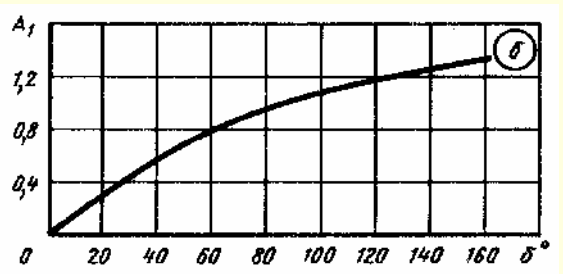
$C_1 = f\left(\frac{a_0}{b_{суж}} = \frac{a_0}{b_0}\right)$ приближенно см. график *г* диаграммы 1.8.4–1; $k_1 = 2{,}3 \lg \zeta_0$; ζ_0 – коэффициент сопротивления колена при $n_п = \frac{F_1}{F_0} = 1{,}0$ и $\delta = 90°$; $w_{суж}$ – средняя скорость потока в суженном сечении.

2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $\mathrm{Re} \ge 10^4$:

$\zeta = k_\Delta k_{Re} A_1 C_1 \zeta' + \zeta_{тр}$, где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 1.8.4–1

Значения ζ'

$\frac{r}{b_{суж}}$	$\frac{F_1}{F_0}$							
	0,2	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
0,10	0,20	0,45	0,69	0,78	0,83	0,88	0,91	0,93
0,15	0,13	0,32	0,57	0,68	0,76	0,83	0,87	0,89
0,20	0,08	0,20	0,45	0,58	0,67	0,76	0,81	0,85
0,30	0,06	0,13	0,30	0,45	0,56	0,67	0,74	0,79
0,40	0,04	0,10	0,25	0,40	0,51	0,64	0,70	0,76
1,00	0,04	0,09	0,21	0,35	0,47	0,59	0,67	0,73



δ°	0	20	30	45	60	75
A_1	0	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90

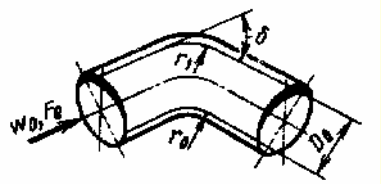
δ°	90	110	130	150	180
A_1	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

Справочник по Гидравлике

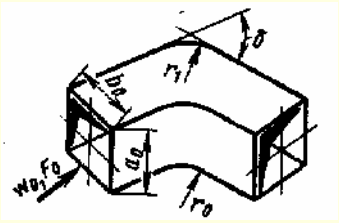
Колена с закругленными кромками в месте поворота при $0{,}05 < \frac{r}{D_0} \le 0{,}5$ и $0 < \delta < 180°$; $\frac{l_0}{D_г} \ge 10$ **[2, 255, 465, 822, 843, 934, 968, 1038]**	**Диаграмма 1.8.4–9**

$r_0 = r_1 = r$

$D_г = D_0$



$D_г = \frac{2a_0b_0}{a_0 + b_0}$



1. Гладкие стенки ($\Delta = 0$) и $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \ge 2 \cdot 10^5$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_м + \zeta_{тр},$$

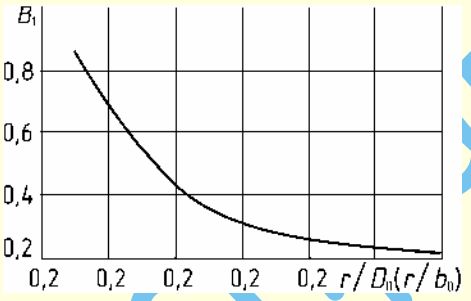
где $\zeta = A_1 B_1 C_1$; $\zeta_{тр} = \left(1 + 0{,}0175\delta \frac{r}{D_г}\right)\lambda$; λ см. диаграммы 1.7–1 и 1.7–6;

при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}02 + 0{,}00035\delta \frac{r}{D_г}$; $A_1 = f(\delta)$ и $C_1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. диаграмму 1.84–1; $B_1 = f\left(\frac{r_0}{D_0}\right)$ см. таблицу, или приближенно $B_1 \approx 0{,}155\left(\frac{r_0}{D_0}\right)^{-0{,}595}$

2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $\mathrm{Re} \gtrapprox 10^4$:

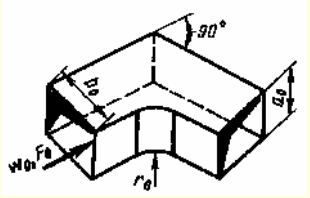
$\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}} \zeta_м + \zeta_{тр}$,

где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 1.8.4–1



$\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{r_0}{b_0}\right)$	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60
B_1	0,87	0,70	0,44	0,31	0,26	0,24	0,22

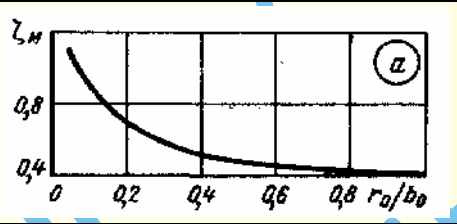
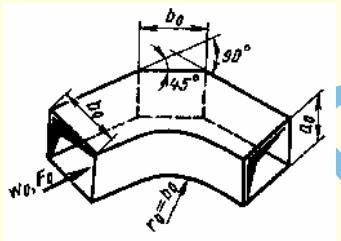
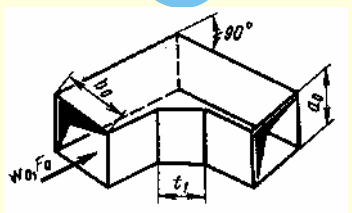
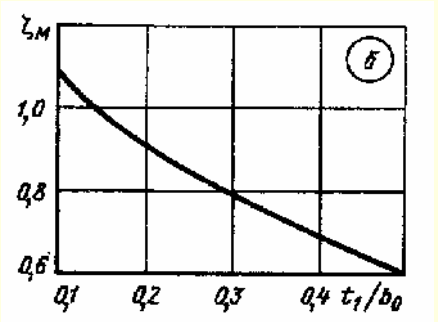
Колена прямоугольного сечения с различными формами внутренней и внешней кромок в месте поворота при $\delta = 90°$; $\frac{l_0}{D_г} = 0 \div 2$ **[61, 439, 530]**	**Диаграмма 1.8.4–10**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Внутренняя кромка закруглена, внешняя острая $D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$ 	1. Гладкие стенки ($\Delta = 0$) и $\mathrm{Re} = \frac{w_0 b_0}{\nu} \ge 2 \cdot 10^5$: $\zeta = C_1 \zeta_м + \zeta_{тр}$, где $\zeta_{тр} = \left(1 + 1{,}57\frac{r_0}{b_0}\right)\lambda$; $\lambda = f\left(\mathrm{Re} \text{ и } \overline{\Delta}\right)$ см. диаграммы 1.7–1 и 1.7–6; при $\lambda = 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}02 + 0{,}031\frac{r_0}{b_0}$; $C_1 = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *г* диаграммы 1.8.4–1. 2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $\mathrm{Re} > 10^4$: $\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}} C_1 \zeta_м + \zeta_{тр}$, где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 1.8.4–1; $\zeta_м = f\left(\frac{a_0}{b_0}\right)$ см. график *а*, или приближенно $\zeta_м \approx 0{,}39\left(\frac{r_0}{b_0}\right)^{-0{,}352}$

Справочник по гидравлике

Продолжение

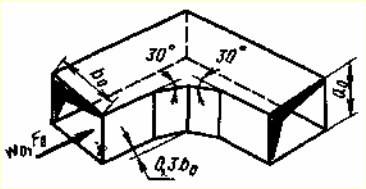
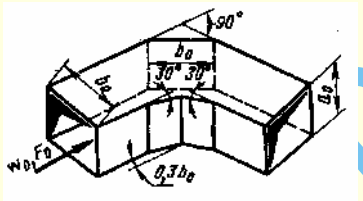
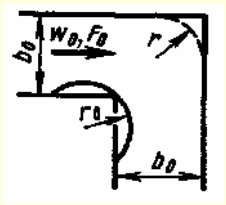
Колена прямоугольного сечения с различными формами внутренней и внешней кромок в месте поворота при $\delta = 90°$; $\frac{l_0}{D_г} = 0 \div 2$ **[61, 439, 530]**	**Диаграмма 1.8.4–10**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$						
	$\frac{r_0}{b_0}$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0
	$\zeta_м$	1,10	0,88	0,70	0,56	0,48	0,43	0,40
							
Внутренняя кромка скруглена $\left(\frac{r_0}{b_0} = 1,0\right)$, внешняя срезана 	ζ см. п. 1 при $\zeta_м = 0,20$						
Внутренняя кромка срезана, внешняя острая 	ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{t_1}{b_0}\right)$ см. график *б*, или $\zeta_м \approx \frac{1}{0,72 + 1,85\frac{t_1}{b_0}}$						
	$\frac{t_1}{b_0}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	
	$\zeta_м$	1,10	0,90	0,80	0,69	0,60	
							

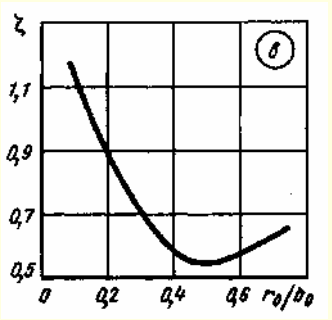
Справочник по гидравлике

Продолжение

Колена прямоугольного сечения с различными формами внутренней и внешней кромок в месте поворота при δ = 90°; $\frac{l_0}{D_г} = 0 \div 2$ **[61, 439, 530]**	**Диаграмма 1.8.4–10**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Внутренняя кромка «оформлена» двумя хордами, внешняя острая 	ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = 0{,}47$
Внутренняя и внешняя кромки срезаны 	ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = 0{,}28$
Колено прямое (δ = 90°) прямоугольного сечения с круговым обтекателем 	а) $\frac{r}{b_0} = 0$ ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м$ – по графику *в*

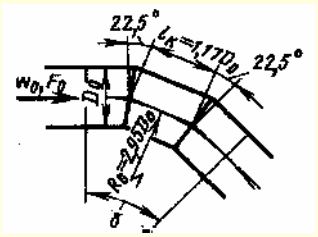
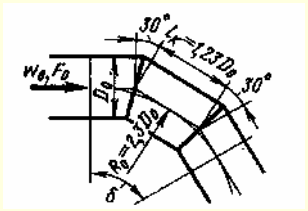
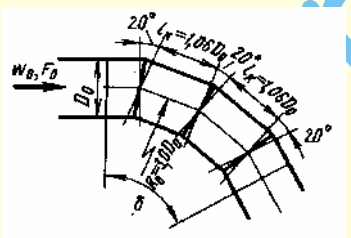
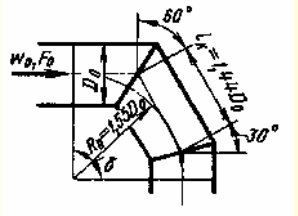
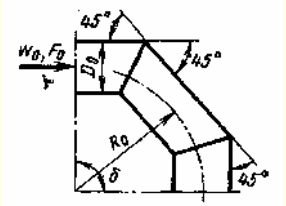
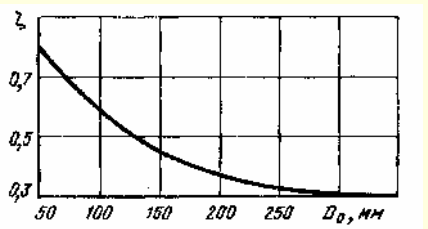
$\frac{r_0}{b_0}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\zeta_м$	1,13	0,88	0,69	0,57	0,55	0,58	0,65



б) $\frac{r_0}{b_0} = 0{,}45$; $\frac{r}{b_0} = 0{,}45$; ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = 0{,}49$

Справочник по гидравлике

Колена, составленные из отдельных звеньев под различными углами δ; круглое сечение; $\frac{l_0}{D_0} \geq 10$ [308, 873, 989]	**Диаграмма 1.8.4–11**

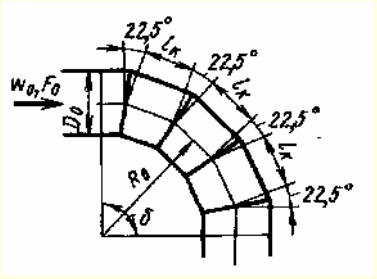
Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
δ = 45°; три звена под углом 22,5° 	1. Гладкие стенки (Δ = 0) и $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$: $\zeta = \zeta_м + \zeta_{тр}$, где $\zeta_м = 0{,}11$; $\zeta_{тр} = \lambda \frac{l_к}{D_0}$; при $\lambda = 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}02 \frac{l_к}{D_0}$. 2. Шероховатые стенки (Δ > 0) и $\mathrm{Re} \geq 10^4$: $\zeta = k_Δ k_{Re} \zeta_м + \zeta_{тр}$ λ, $k_Δ$, k_{Re} см. диаграмму 1.8.4–1
δ = 60°; три звена под углом 30° 	ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = 0{,}15$
δ = 60°, четыре звена под углом 20° 	ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_{тр} = 2\lambda \frac{l_к}{D_0}$; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}04 \frac{l_к}{D_0}$
δ = 90°; три звена под углами 60 и 30° 	ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = 0{,}40$
δ = 90°; три звена под углами 45° соединены сварными швами; $\mathrm{Re} > 10^6$ 	D_0, мм: 50 | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 | 350 ζ: 0,80 | 0,60 | 0,45 | 0,38 | 0,32 | 0,30 | 0,30 $\zeta \approx 7 D_0^{-0{,}55}$ 

Справочник по гидравлике

Колено (составное) круглого сечения при δ = 90°, $\frac{l_0}{D_0}$ >10 **[873, 854]**	**Диаграмма 1.8.4–12**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

Из пяти звеньев под углом 22,5°



1. Гладкие стенки (Δ = 0) и $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$:

$$\zeta = \zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. график *а*,

или $\zeta_м = \sum_{i=0}^{n_i} a_i \left(\frac{R_0}{D_0}\right)^i$; (1)

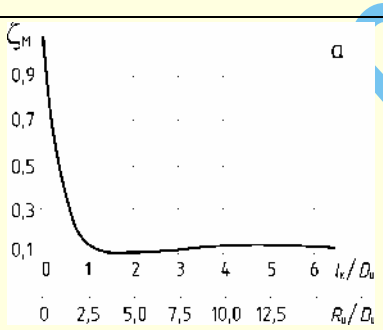
при $\frac{R_0}{D_0} \leq 1{,}9$ $a_0 = 1{,}100609$; $a_1 = -0{,}2413919$; $a_2 = -2{,}257211$; $a_3 = 3{,}920123$;
$a_4 = -3{,}270671$; $a_5 = 1{,}464781$; $a_6 = -0{,}2737305$; $n = 6$;

при $1{,}9 < \frac{R_0}{D_0} < 10$ $a_0 = 0{,}6408985$; $a_1 = -0{,}5625683$; $a_2 = 0{,}2448837$; $a_3 = -0{,}5663924 \cdot 10^{-1}$;
$a_4 = 0{,}7245266 \cdot 10^{-2}$; $a_5 = -0{,}4796866 \cdot 10^{-3}$; $a_6 = 0{,}1279164 \cdot 10^{-4}$; $n = 6$;

при $\frac{R_0}{D_0} > 10$ $\zeta_м = 0{,}14$

$\zeta_{тр} = (n_з - 1)\lambda \frac{l_к}{D_0}$; λ см. диаграммы 1.7–1 и 1.7–6;

при λ ≈ 0,02 $\zeta_{тр} = 0{,}02(n_з - 1)\frac{l_к}{D_0}$; $n_з$ – число звеньев в колене



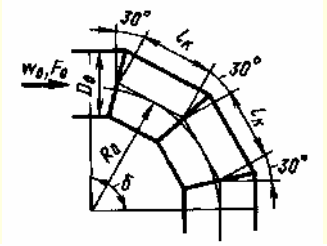
2. Шероховатые стенки (Δ > 0) и $\mathrm{Re} \geqslant 10^4$:

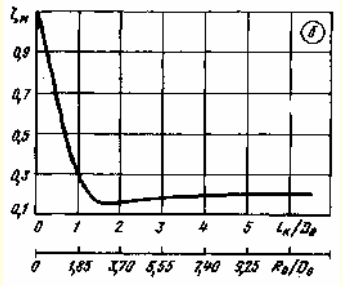
$$\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}} \zeta_м + \zeta_{тр},$$

где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 1.8.4–1.

$\frac{l_к}{D_0}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$\frac{R_0}{D_0}$	0,50	0,98	1,47	1,90	2,50	5,00	7,50	10,0	12,5	15,0
$\zeta_м$	0,75	0,45	0,34	0,15	0,12	0,10	0,12	0,14	0,14	0,14

Из четырех звеньев под углом 30°





ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. график *б*, или по формуле (1):

при $\frac{R_0}{D_0} < 7{,}5$ $a_0 = 1{,}110851$; $a_1 = -0{,}6822401$; $a_2 = 0{,}3342034$; $a_3 = -0{,}2609621$;
$a_4 = 0{,}127691$; $a_5 = -0{,}3035488 \cdot 10^{-1}$; $a_6 = 0{,}339646 \cdot 10^{-2}$; $a_7 = 0{,}144361 \cdot 10^{-3}$; $n = 7$;

при $\frac{R_0}{D_0} \geq 7{,}5$ $\zeta_м = 0{,}2$

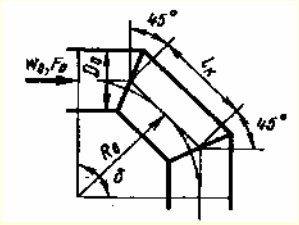
$\frac{l_к}{D_0}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$\frac{R_0}{D_0}$	0	0,37	0,75	1,12	1,50	1,85	3,70	5,55	7,46	9,25	11,0
$\zeta_м$	1,10	0,92	0,70	0,58	0,40	0,30	0,10	0,19	0,20	0,20	0,20

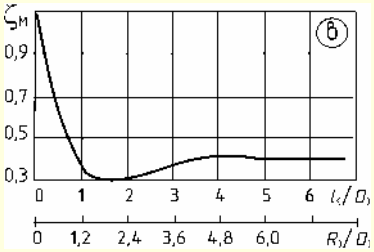
Гидравлике Справочник по

Продолжение

Колено (составное) круглого сечения при δ = 90°, $\frac{l_0}{D_0}$ >10 **[873, 854]**	**Диаграмма 1.8.4–12**

Из трех звеньев под углом 45°





ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{R_0}{D_0}\right)$ см. график *в*, или по формуле (1):

при $\frac{R_0}{D_0} < 4{,}5$ $a_0 = 1{,}118112$; $a_1 = -0{,}6977857$; $a_2 = -0{,}4818015$;

$a_3 = 0{,}7030898$; $a_4 = -0{,}2244795$; $a_5 = -0{,}6968263 \cdot 10^{-3}$; $a_6 = 0{,}1058802 \cdot 10^{-1}$;

$a_7 = -0{,}1241125 \cdot 10^{-2}$; $n = 7$;

при $\frac{R_0}{D_0} \geq 4{,}5$ $\zeta_м = 0{,}4$

$\frac{l_к}{D_0}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$\frac{R_0}{D_0}$	0	0,24	0,48	0,72	0,97	1,20	2,40	3,60	4,80	6,0	7,25
$\zeta_м$	1,10	0,95	0,72	0,60	0,42	0,38	0,32	0,38	0,41	0,4	0,41

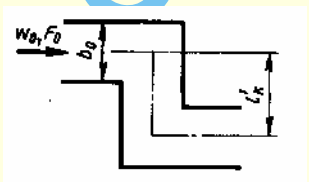
Колена Z-образной формы с острыми кромками $\left(\frac{r_0}{b_0} = 0\right)$ **[516, 873, 854]**	**Диаграмма 1.8.4–13**

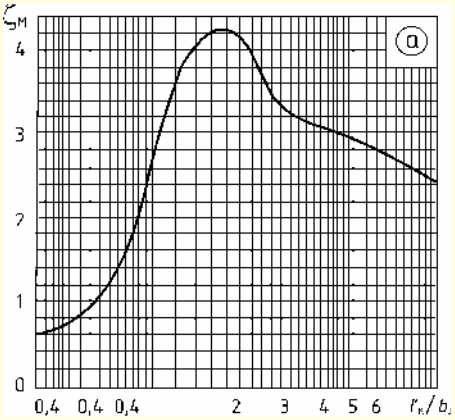
Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

Из двух колен под углом 90°; поворот потока в одной плоскости;

$\frac{l_0}{b_0} = 0 \div 2$; сечение прямоугольное

$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$





1. Гладкие стенки (Δ = 0) и $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$:

$$\zeta = C_1 \zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = f\left(\frac{l'_к}{b_0}\right)$ см. график *а*;

$\zeta_{тр} = \lambda \frac{l'_к}{b_0}$; λ см. диаграммы 1.7–1 и 1.7–6;

при λ≈0,02 значение $\zeta_{тр} = 0{,}02 \frac{l'_к}{b_0}$;

C_1 приближенно см. график *а* диаграммы 1.8.4–5.

2. Шероховатые стенки (Δ>0) и Re ≥ 10^4:

$$\zeta = k_\Delta k_{Re} C_1 \zeta_м + \zeta_{тр};$$

где k_Δ и k_{Re} диаграмму 1.8.4–1.

$\frac{l'_к}{b_0}$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\zeta_м$	0,62	0,90	1,61	2,63	3,61	4,01	4,18	4,22	4,18

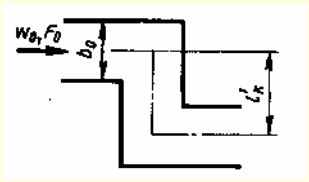
$\frac{l'_к}{b_0}$	2,4	2,8	3,2	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10	∞
$\zeta_м$	3,65	3,30	3,20	3,08	2,92	2,92	2,80	2,70	2,45	2,30

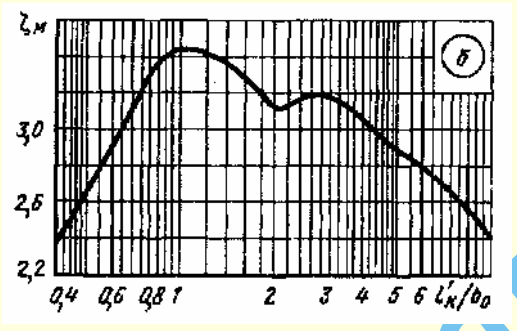
Справочник по гидравлике

Продолжение

Колена Z-образной формы с острыми кромками $\left(\frac{r_0}{b_0}=0\right)$ **[516, 873, 854]**	**Диаграмма 1.8.4–13**

Из двух колен под углом 90°; поворот потока в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; $\frac{l_0}{b_0}=0\div 2$; сечение прямоугольное

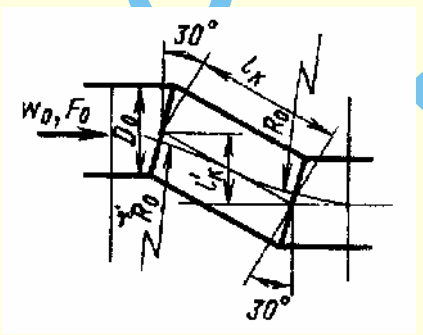


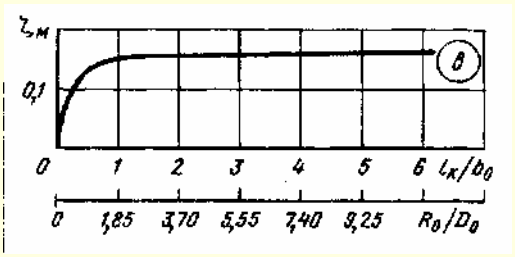


ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l'_к}{b_0}\right)$ по графику *б*

$\frac{l'_к}{b_0}$	0	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\zeta_м$	1,15	2,40	2,90	3,31	3,44	3,40	3,36	3,28	3,20	3,11
$\frac{l'_к}{b_0}$	2,4	2,8	3,2	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10	∞
$\zeta_м$	3,16	3,18	3,15	3,00	2,89	2,78	2,70	2,50	2,41	2,30

Из двух колен под углом 30°; поворот потока в одной плоскости; $\frac{l_0}{b_0}>10$; сечение круглое





ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left[\frac{R_0}{D_0}\left(\frac{l_к}{b_0}\right)\right]$ по графику *в*

или $\zeta_м = \sum_{i=0}^{4} a_i \left(\frac{l_к}{D_г}\right)^i$,

где $a_0 = 0{,}0095$; $a_1 = 0{,}22575$; $a_2 = -0{,}1177083$; $a_3 = 0{,}02475$; $a_4 = -0{,}1791667\cdot 10^{-2}$.

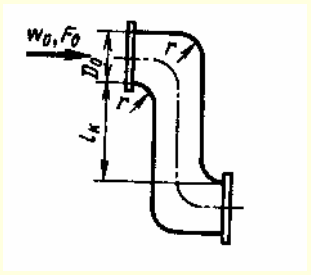
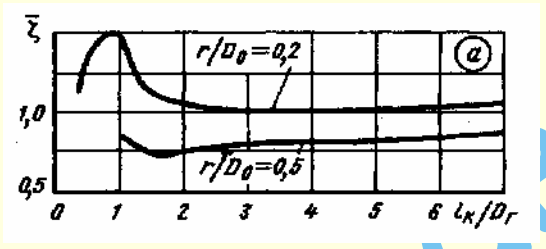
Формула справедлива при $\frac{l_к}{D_0} < 3$; при $\frac{l_к}{D_0} \geq 3$

$\zeta_м = 0{,}16$

$\frac{l_к}{D_0}$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$\frac{R_0}{D_0}$	1,85	3,70	5,55	7,40	9,25	11,1
$\zeta_м$	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16

Справочник по гидравлике

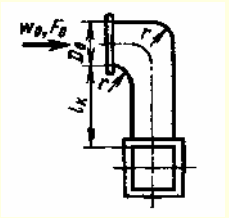
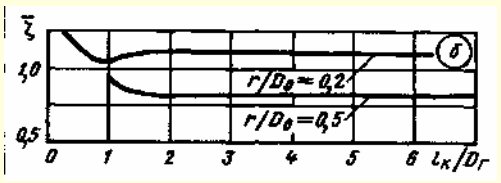
Колена Z-образной формы с закругленными кромками поворота $\left(\frac{r}{D_г}>0\right);\left(\frac{l_0}{D_г}\ge 10\right)$; **[472]**	**Диаграмма 1.8.4–14**

Характеристика колена	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Из двух колен под углом 90°; поворот потока в одной плоскости $D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$   	На входе профиль скорости стабилизированного турбулентного течения;. при $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\ge 10^4$ $\zeta \equiv \bar{\zeta}\zeta'_м + \zeta_{тр}$, где $\bar{\zeta}=f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. график *а*; $\zeta'_м = k_Δ k_{Re} k_м$; см. диаграмму 1.8.4–1; $\zeta_{тр}\approx\left(0{,}5\frac{r}{D_г}+\frac{l_к}{D_г}\right)\lambda$; λ см. диаграммы 1.7–1 — 1.7–6; при λ ≈ 0,02 значение $\zeta_{тр}=0{,}1\frac{r}{D_г}+0{,}02\frac{l_к}{D_г}$. При неравномерном профиле скорости на входе $\zeta_{нер}\equiv k_1\bar{\zeta}\zeta'_м+\zeta_{тр}$, где k_1 см. ниже

№ профиля скорости (рис. 1.157)	1	2	3	4
k_1 $\left(\text{при всех } \frac{l_к}{D_г}\right)$	0,8	1,05	1,2	1,2

Значения $\bar{\zeta}$

$\frac{r_0}{D_0}$ $\left(\frac{r}{b_0}\right)$	$\frac{l_к}{D_г}$ 0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	∞
0,2	1,20	1,45	1,45	1,12	1,08	1,02	1,04	1,0	1,0
0,5	–	–	0,85	0,73	0,77	0,79	0,83	0,90	1,0

Из двух колен под углом 90°; поворот потока в двух взаимно перпендикулярных плоскостях   	На входе профиль скоростей стабилизированного турбулентного течения при Re ≥ 10^4: $\zeta = \bar{\zeta}\zeta'_м + \zeta_{тр}$, где $\bar{\zeta}=f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. график *б*; $\zeta'_м = k_Δ k_{Re}\zeta_м$ см. диаграмму 1.8.4–1; $\zeta_{тр}$ см. п. 1. При неравномерном профиле скоростей на входе $\zeta_{нер} = k_1\bar{\zeta}\zeta'_м + \zeta_{тр}$

Значения k_1

№ профиля скорости (рис. 1.157)	$\frac{l_к}{D_г}$ 1÷3	4	5	≥7
1	0,85	0,87	0,89	0,94
2	1,10	1,15	1,20	1,32
3	1,05	1,13	1,18	1,34
4	1,15	1,17	1,20	1,26

Справочник по гидравлике

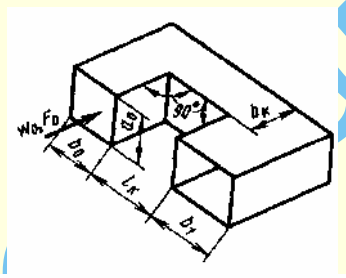
Продолжение

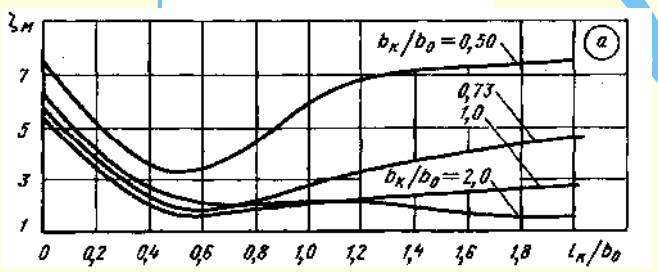
Колена Z-образной формы с закругленными кромками поворота $\left(\frac{r}{D_г}>0\right);\left(\frac{l_0}{D_г}\geq 10\right)$; **[472]**	**Диаграмма 1.8.4–14**

Значения $\bar{\zeta}$

$\frac{r_0}{D_0}$ $\left(\frac{r}{b_0}\right)$	$\frac{l_к}{D_г}$								
	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	∞
0,2	1,20	1,11	1,05	1,10	1,10	1,09	1,09	1,05	1,0
0,5	–	–	0,94	0,82	0,81	0,81	0,81	0,85	1,0

Колена П-образной формы (180°) с острыми кромками поворота $\left(\frac{r}{b_0}=0\right)$; **прямоугольное сечение;** $\frac{l_0}{b_0}=0\div 2$ **[516]**	**Диаграмма 1.8.4–15**





Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

I. $\frac{F_1}{F_0}=\frac{b_1}{b_0}=0{,}5$:

1. Гладкие стенки ($\Delta = 0$) и $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geq 2\cdot 10^5$:

$$\zeta = C_1\zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}\approx\lambda\left(1+\frac{l_к}{b_0}\right)$;

λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; при $\lambda \approx 0{,}02$ значение $\zeta_{тр}=0{,}02+0{,}02\frac{l_к}{b_0}$;

C_1 ориентировочно см. график *а* диаграммы 1.8.4–7.

2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $\mathrm{Re}\gtrless\cdot 10^4$:

$$\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}} C_1\zeta_м + \zeta_{тр},$$

где k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 1.8.4–6.

Значения $\zeta_м$

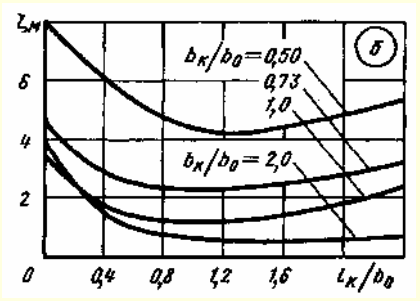
$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$										
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	7,5	5,2	3,6	3,4	4,5	6,0	6,7	7,1	7,8	7,5	7,6
0,73	5,8	3,8	2,4	1,9	2,2	2,7	3,3	3,7	4,0	4,3	4,7
1,0	5,5	3,5	2,1	1,7	1,9	2,1	2,3	2,4	2,6	2,7	2,7
2,0	6,3	4,2	2,7	2,1	2,1	2,2	2,2	2,0	2,0	1,8	1,6

СПРАВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ

Продолжение

Колена П-образной формы (180°) с острыми кромками поворота $\left(\frac{r}{b_0}=0\right)$; **прямоугольное сечение;** $\frac{l_0}{b_0}=0\div 2$ **[516]**	**Диаграмма 1.8.4–15**

II. $\frac{F_1}{F_0}=\frac{b_1}{b_0}=1{,}0$:

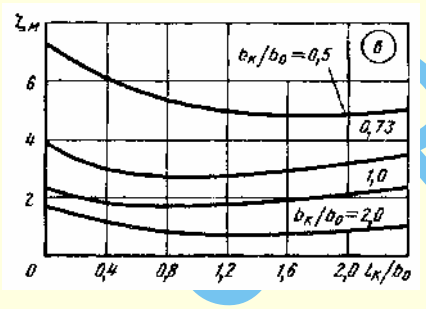


ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ по графику *б*

Значения $\zeta_м$

$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$											
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4
0,5	7,9	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,2	4,3	4,4	4,6	4,8	5,3
0,73	4,5	3,6	2,0	2,5	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,6	2,7	3,2
1,0	3,6	2,5	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	2,3
2,0	3,9	2,4	1,5	1,0	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7

III. $\frac{F_1}{F_0}=\frac{b_1}{b_0}=1{,}4$:

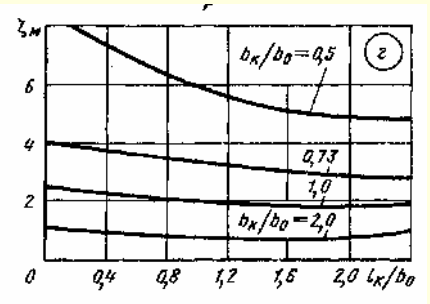


ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ по графику *в*

Значения $\zeta_м$

$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$										
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	7,3	6,6	6,1	5,7	5,4	5,2	5,1	5,0	4,9	4,9	5,0
0,73	3,9	3,3	3,0	2,9	2,8	2,8	2,8	2,9	2,9	3,0	3,2
1,0	2,3	2,1	1,9	1,8	1,7	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0	2,1
2,0	1,7	1,4	1,2	1,0	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,8	0,8

IV. $\frac{F_1}{F_0}=\frac{b_1}{b_0}=2{,}0$:



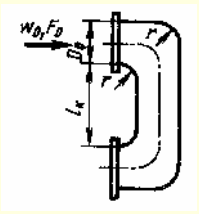
ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ по графику *г*

Значения $\zeta_м$

$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$										
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	3,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	8,4	7,8	7,3	6,8	6,3	5,9	5,6	5,3	5,2	5,0	4,9
0,73	4,1	3,9	3,8	3,6	3,5	3,4	3,2	3,1	3,0	3,0	2,9
1,0	2,5	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0	2,0	1,9	1,9	1,9
2,0	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9	0,9	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9

ГИДРАВЛИКС ПО СПРАВОЧНИК

Колена П-образной формы (180°) с закругленными кромками поворота $\left(\frac{r}{D_г}>0\right)$; $\frac{F_1}{F_0}=1,0$; $\frac{l_0}{D_г}\geq 10$ **[472]**	**Диаграмма 1.8.4–16**



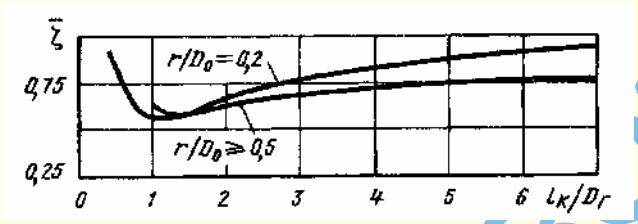
На входе профиль скоростей стабилизированного турбулентного течения при $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}\geq 2\cdot 10^4$:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\overline{\zeta}\zeta'_м+\zeta_{тр},$$

где $\overline{\zeta}=f\left(\frac{l_к}{D_г}\right)$ см. график; $\zeta'_м=k_\Delta k_{Re}\zeta_м$ см. диаграмму 1.8.4–1; $\zeta_{тр}=\left(5,0\frac{r}{D_г}+\frac{l_к}{D_г}\right)\lambda$;

λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; при $\lambda\approx 0,02$ $\zeta_{тр}=0,1\frac{r}{D_г}+0,02\frac{l_к}{D_г}$.

При неравномерном профиле скорости на входе $\zeta_{нер}=k_1\overline{\zeta}\zeta'_м+\zeta_{тр}$



Значения k_1

№ профиля скорости (рис. 1.148)	$\frac{l_к}{D_г}$	
	1 ÷ 3	> 4
1	0,80	0,80
2	1,15	1,05
3	1,20	1,15
4	1,20	1,15

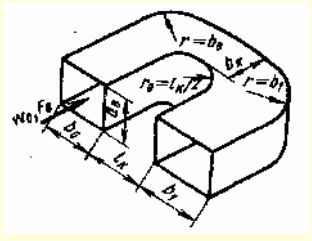
Значения $\overline{\zeta}$

$\frac{r}{D_0}\left(\frac{r}{b_0}\right)$	$\frac{l_к}{D_г}$								
	0,4	0,6	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10	∞
02	0,93	0,75	0,57	0,60	0,67	0,77	0,86	0,97	1,0
0,5	—	—	0,63	0,58	0,58	0,63	0,74	0,85	1,0

Колена U-образной формы (180°); прямоугольное сечение; $\frac{F_1}{F_0}\gtrless 1,0$; $\frac{l_0}{b_0}=0\div 2$ **[516]**	**Диаграмма 1.8.4–17**

Коэффициент сопротивления $\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

I. $\frac{F_1}{F_0}=\frac{b_1}{b_0}=0,5$:



1. Гладкие стенки ($\Delta=0$) и $\mathrm{Re}=\frac{w_0 b_0}{\nu}\geq 2\cdot 10^5$:

$$\zeta=C_1\zeta_м+\zeta_{тр},$$

где $\zeta_м=f\left(\frac{l_к}{b_0}\right)$ см. график *а*; $\zeta_{тр}\approx\lambda\left(1,5+2\frac{l_к}{b_0}\right)$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6;

при $\lambda\approx 0,02$ значение $\zeta_{тр}=0,03+0,04\frac{l_к}{b_0}$;

C_1 ориентировочно см. график *а* диаграммы 1.8.4–7.

2. Шероховатые стенки ($\Delta>0$) и $\mathrm{Re}\gtrless\cdot 10^4$:

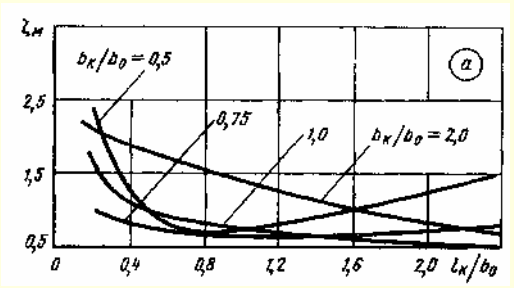
$$\zeta=k_\Delta k_{Re}C_1\zeta_м+\zeta_{тр};$$

k_Δ и k_{Re} см. диаграмму 1.8.4–1.

Справочник по гидравлике

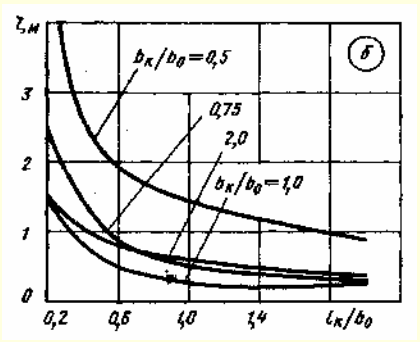
Продолжение

Колена U-образной формы (180°); прямоугольное сечение; $\frac{F_1}{F_0} \gtrless 1,0$ **;** $\frac{l_0}{b_0} = 0 \div 2$ **[516]**	**Диаграмма 1.8.4–17**



Значения $\zeta_м$

$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	2,6	1,3	0,8	0,7	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
0,75	1,1	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7	0,7
1,0	1,8	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,5
2,0	2,1	1,9	1,7	1,5	1,4	1,3	1,1	1,0	0,9	0,8

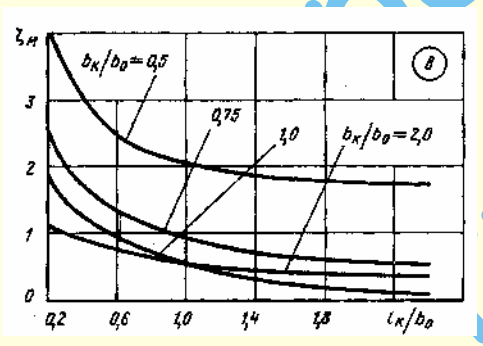


II. $\frac{F_1}{F_0} = \frac{b_1}{b_0} = 1,0$:

ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{b_0}\right)$ по графику *б*

Значения $\zeta_м$

$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	4,5	2,6	1,9	1,7	1,5	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9
0,75	2,5	1,5	0,9	0,7	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,3
1,0	1,6	0,9	0,5	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,3
2,0	1,6	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4

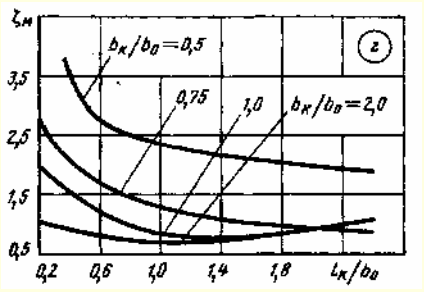


III. $\frac{F_1}{F_0} = \frac{b_1}{b_0} = 1,4$:

ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{b_0}\right)$ по графику *в*

Значения $\zeta_м$

$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	4,2	3,1	2,5	2,2	2,0	1,9	1,9	1,8	1,8	1,8
0,75	2,8	1,8	1,4	1,1	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,7
1,0	1,9	1,3	0,9	0,7	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2
2,0	1,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4



IV. $\frac{F_1}{F_0} = \frac{b_1}{b_0} = 2,0$:

ζ – то же, что в п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{l_к}{b_0}\right)$ по графику *г*

Значения $\zeta_м$

$\frac{b_к}{b_0}$	$\frac{l_к}{b_0}$									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0,5	6,0	3,5	2,8	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,1	2,0
0,75	2,9	2,1	1,7	1,5	1,3	1,2	1,1	1,0	1,0	0,9
1,0	2,0	1,6	1,2	1,0	0,9	0,8	0,8	0,8	0,9	0,9
2,0	1,0	0,9	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,8	0,9	0,9

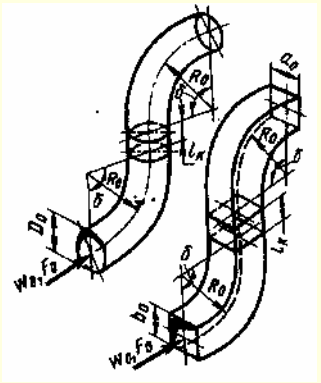
Справочник ГО
Издательство

Отводы (сопряженные) при различных δ; $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ **[145, 147, 148, 337]**	**Диаграмма 1.8.4–18**

1. $\frac{R_0}{D_0} \geq 1{,}0$

S-образной формы (типа «утка»); поток в одной плоскости

$D_г = D_0$



$$D_г = \frac{2a_0 b_0}{a_0 + b_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = A'_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta'_м$ см. $\zeta_м$ одиночного отвода на диаграммах 1.8.4–1 и 1.8.4–2;

$$\zeta_{тр} = \lambda\left(\frac{l_к}{D_г} + 0{,}035\delta\frac{R_0}{D_г}\right);$$

λ – см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6;

при λ ≈ 0,02 $\zeta_{тр} = 0{,}02\frac{l_к}{D_г} + 0{,}0007\frac{R_0}{D_г}\delta$; $A = f\left(\frac{l_к}{D_г}\right)$

см. табл. 1 и график *а* (верен при $Re \geq 2\cdot10^4$)

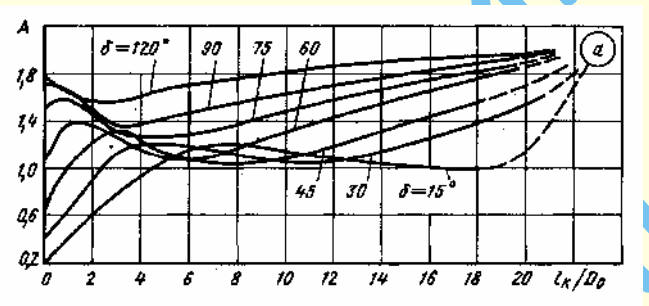


Таблица 1

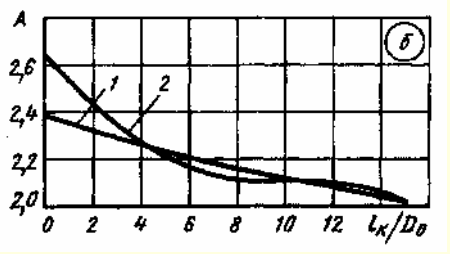
Значения *A*

δ°	$\frac{l_к}{D_г}$														
	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	40÷50
15	0,20	0,42	0,60	0,78	0,94	1,16	1,20	1,15	1,08	1,05	1,02	1,0	1,10	1,25	2,0
30	0,40	0,65	0,88	1,16	1,20	1,18	1,12	1,06	1,06	1,15	1,28	1,40	1,50	1,70	2,0
45	0,60	1,06	1,20	1,23	1,20	1,08	1,03	1,08	1,17	1,30	1,42	1,55	1,65	1,80	2,0
60	1,05	1,38	1,37	1,28	1,15	1,06	1,16	1,30	1,42	1,54	1,66	1,76	1,85	1,95	2,0
75	1,50	1,58	1,46	1,30	1,27	1,30	1,37	1,47	1,57	1,68	1,75	1,80	1,88	1,97	2,0
90	1,70	1,67	1,40	1,37	1,38	1,47	1,55	1,63	1,70	1,76	1,82	1,88	1,92	1,98	2,0
120	1,78	1,64	1,48	1,55	1,62	1,70	1,75	1,82	1,88	1,90	1,92	1,95	1.97	1,99	2,0

2. $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}8$ (круглое сечение)

$$\zeta = A\zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = f(\delta)$ см. табл. 2; $A = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. табл. 2 и график *б*



или $\zeta = 3{,}5\zeta_м^{1,25} - \left(3 - \zeta_м^{1,5}\right)\left(\lambda\frac{l_к}{D_0}\right)^{0,33}\zeta_м + \zeta_{тр};$ (1)

$\zeta_{тр}$ см. п. 1

Таблица 2

Значения *A*

№ кривой	δ°	$\zeta_м$	$\frac{l_к}{D_0}$			
			0	5	10	15
1	45	0,23	2,39	2,26	2,13	2,00
2	90	0,35	2,66	2,20	2,11	2,02

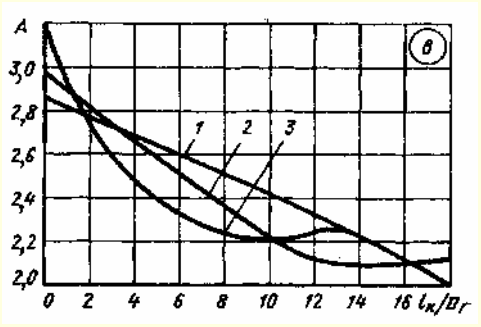
Справочник по гидравлике

Продолжение

Отводы (сопряженные) при различных δ; $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ **[145, 147, 148, 337]**	**Диаграмма 1.8.4–18**

3. δ = 90° (прямоугольное сечение)

$\zeta_м = f\left(\frac{R_0}{b_0}, \frac{b_0}{a_0}\right)$ см. табл. 3; $A = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. табл. 3 и график *в* или формулу (1)
(вместо D_0 берется $D_г$);
$\zeta_{тр}$ см.п.1



3. Значения *A*

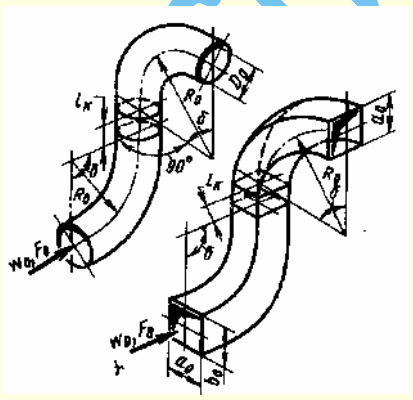
№ кривой	$\frac{R_0}{b_0}$	$\frac{b_0}{a_0}$	$\zeta_м$	$\frac{l_к}{D_г}$			
				0	6	12	18
1	0,75	1,25	0,75	2,87	2,60	2,33	2,00
2	0,70	1,0	0,52	2,98	2,50	2,11	2,11
3	0,60	1,0	0,45	3,20	2,33	2,26	1,93

Отводы (сопряженные) *S*-образной формы, пространственные (поток в двух взаимно перпендикулярных плоскостях) [145, 147, 148, 337]	**Диаграмма 1.8.4–19**

1. $\frac{R_0}{D_0} \geq 1{,}0$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = A'_м + \zeta_{тр},$$

$D_г = D_0 \quad D_г = \frac{2a_0 b_0}{a_0 + b_0}$



где $\zeta'_м$ см. $\zeta_м$ одиночного отвода на диаграммах 1.8.4–1 и 1.8.4–2:

$$\zeta_{тр} = \lambda\left(\frac{l_к}{D_г} + 0{,}035\delta\frac{R_0}{D_г}\right);$$

λ — см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; при λ ≈ 0,02 $\quad \zeta_{тр} = 0{,}02\frac{l_к}{D_г} + 0{,}0007\frac{R_0}{D_г}\delta$;

$A = f\left(\frac{l_к}{D_г}\right)$ по табл. 1 и графику *а* (верен при Re ≥ $2 \cdot 10^4$)

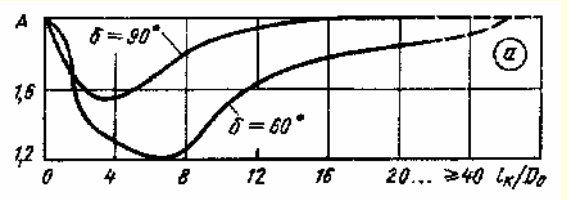


Таблица 1

Значения *A*

δ°	$\frac{l_к}{D_г}$												
	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	20	25	40
60	2,0	1,90	1,50	1,35	1,30	1,20	1,25	1,50	1,63	1,73	1,85	1,95	2,0
90	2,0	1,80	1,60	1,55	1,55	1,65	1,80	1,90	1,93	1,98	2,0	2,0	2,0

Справочник по гидравлике

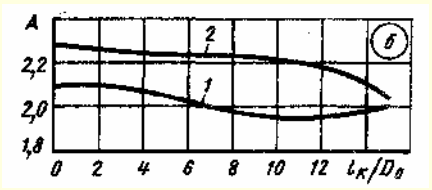
Продолжение

Отводы (сопряженные) S-образной формы, пространственные (поток в двух взаимно перпендикулярных плоскостях) [145, 147, 148, 337]	**Диаграмма 1.8.4–19**

2. $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}8$ (круглое сечение)

$$\zeta = A\zeta_м + \zeta_{тр}$$

где $\zeta_м = f(\delta)$ см. табл. 2; $A = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. табл. 2 и график *б*,



или $\zeta = 3{,}0\zeta_м^{1{,}25} - 3{,}3\left(\zeta_м^{0{,}5} + 2\frac{D_0}{l_к}\right)\left(\lambda\frac{l_к}{D_0}\right)\zeta_м^2 + \zeta_{тр}$; (1)

$\zeta_{тр}$ см. п. 1

Таблица 2

Значения *A*

№ кривой	δ°	$\zeta_м$	$\frac{l_к}{D_0}$			
			0	5	10	15
1	45	0,23	2,09	2,04	1,95	2,0
2	90	0,35	2,28	2,23	2,20	2,03

3. δ = 90° (прямоугольное сечение)

$\zeta_м = f\left(\frac{R_0}{b_0}, \frac{b_0}{a_0}\right)$ см. табл. 3; $A = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. табл. 3 и график *в* или формулу (1) (вместо D_0 берется $D_г$);

$\zeta_{тр}$ см. п. 1

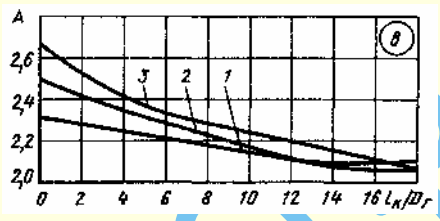


Таблица 3

Значения *A*

№ кривой	$\frac{R_0}{D_0}$	$\frac{b_0}{a_0}$	$\zeta_м$	$\frac{l_к}{D_г}$			
				0	6	12	18
1	0,75	1,25	0,75	2,33	2,21	2,11	2,06
2	0,70	1,0	0,52	2,50	2,27	2,11	2,11
3	0,60	1,0	0,45	2,67	2,34	2,20	2,06

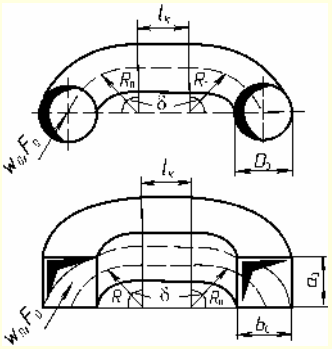
Отводы (сопряженные обводы) U-образной формы в одной плоскости; $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ [145, 147, 148, 337]	**Диаграмма 1.8.4–20**

U-образной формы в одной плоскости; плавные $\left(\frac{R_0}{D_0} \geq 1{,}0\right)$; $0 \leq \delta \leq 180°$

1. $\frac{R_0}{D_0} \geq 1{,}0$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_м + \zeta_{тр},$$

$D_г = D_0$



$D_г = \frac{2a_0b_0}{a_0 + b_0}$

где $\zeta'_м$ см. $\zeta_м$ одиночного отвода на диаграммах 1.8.4–1 и 1.8.4–2:

$$\zeta_{тр} = \lambda\left(\frac{l_к}{D_г} + 0{,}035\delta\frac{R_0}{D_г}\right);$$

λ – см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; при λ ≈ 0,02

$$\zeta_{тр} = 0{,}02\frac{l_к}{D_г} + 0{,}0007\frac{R_0}{D_г}\delta;$$

$A = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. табл. 1 и график *а*

Справочник по гидравлике

Продолжение

Отводы (сопряженные обводы) U-образной формы в одной плоскости; $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ **[145, 147, 148, 337]**	**Диаграмма 1.8.4–20**

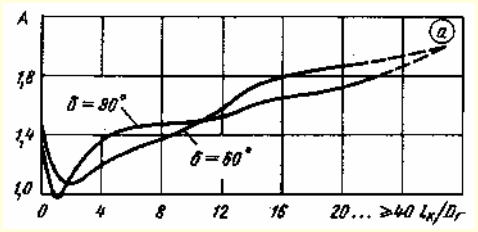


Таблица 1

Значения *A*

δ°	$\frac{l_к}{D_г}$												
	0	1	2	3	4	6	8	10	12	14	20	25	40÷50
60	1,50	1,15	1,05	1,10	1,20	1,30	1,35	1,46	1,57	1,73	1,85	1,95	2,0
90	1,37	0,95	1,10	1,25	1,35	1,45	1,45	1,45	1,50	1,60	1,70	1,90	2,0

2. $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}8$ (круглое сечение)

$\zeta = A\zeta_м + \zeta_{тр}$,

где $\zeta_м = f(\delta)$ см. табл. 2; $A = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$ см. табл. 2 и график *б*,

или $\zeta = 1{,}2\zeta_м + 1{,}87\left(\zeta_м^{0,5} + 2\frac{D_0'}{l_k}\right)\lambda\frac{l_k}{D_0}\zeta_м^{0,25} + \zeta_{тр}$ (1)

$\zeta_{тр}$ см. п. 1

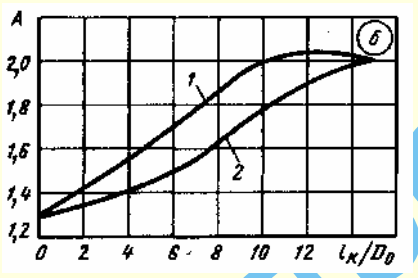


Таблица 2

Значения *A*

№ кривой	δ°	$\zeta_м$	$\frac{l_к}{D_0}$			
			0	5	10	15
1	45	0,23	1,30	1,61	2,0	2,0
2	90	0,35	1,29	1,49	1,77	2,0

3. δ° = 90° (прямоугольное сечение)

$\zeta_м = f\left(\frac{R_0}{b_0}, \frac{b_0}{a_0}\right)$, см. табл. 3; $A = f\left(\frac{l_к}{D_0}\right)$

см. табл. 3 и график *в* или формулу (1)
(вместо D_0 берется $D_г$);
$\zeta_{тр}$ см. п. 1

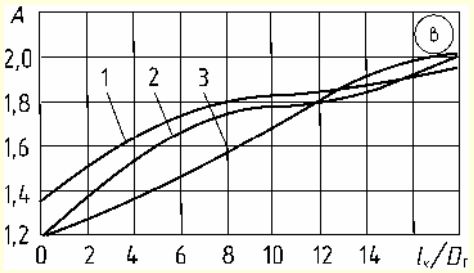


Таблица 3

Значения *A*

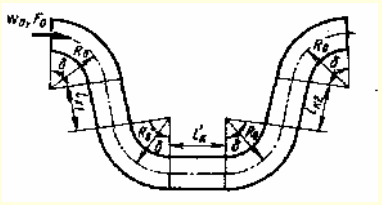
№ кривой	$\frac{R_0}{D_0}$	$\frac{b_0}{a_0}$	$\zeta_м$	$\frac{l_k'}{D_г}$			
				0	6	12	18
1	0,75	1,25	0,75	1,20	1,67	1,78	2,0
2	0,70	1,0	0,52	1,35	1,73	1,83	1,93
3	0,60	1,0	0,45	1,20	1,45	1,80	2,0

Справочник по гидравлике

Отводы (сопряженные, воротообразные), обводы; $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$ **[337]**	**Диаграмма 1.8.4–21**

1. $0 \leq \delta \leq 180°$, $\frac{R_0}{D_0} \geq 1{,}0$ (схема 1)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta'_{тр} \text{ (ориентировочно),}$$



Строенные в одной плоскости

где ζ_1 определяется, как ζ, по п. 1 диаграммы 1.8.4–18;

$\zeta'_{тр} = \lambda \frac{l'_k}{D_г}$; λ — см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6;

при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta'_{тр} = 0{,}02 \frac{l'_k}{D_г}$

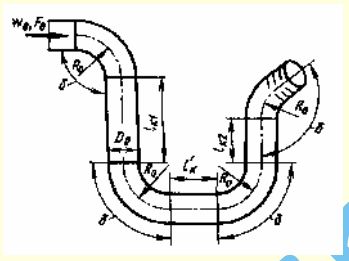
2. $0 \leq \delta \leq 180°$, $\frac{R_0}{D_0} \geq 1{,}0$ (схема 2);

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta'_{тр} \text{ (ориентировочно),}$$

где ζ_1 – как ζ, по п. 1 диаграммы 1.8.4–18;
ζ_2 – как ζ, по п. 1 диаграммы 1.8.4–19; $\zeta'_{тр}$ см.п.1

3. $\delta = 90°$, $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}8$ (круглое сечение; схема 1);

$$\zeta = 1{,}55 + \zeta_{тр},$$



Строенные в пространстве

где $\zeta_{тр} = \lambda\left(2\frac{l_k}{D_0} + \frac{l'_k}{D_0} + 5{,}04\right)$;

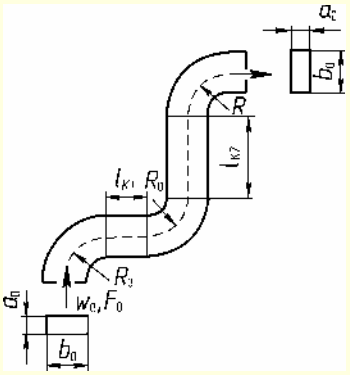
при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta_{тр} = 0{,}1 + 0{,}04 \frac{l_k}{D_0} + 0{,}02 \frac{l'_k}{D_0}$

4. $\delta = 90°$, $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}6$ (квадратное сечение; схема 1);

$\zeta = 4{,}12 + \zeta_{тр}$,
где $\zeta_{тр}$ см. п. 3

Отводы, обводы и колена (сопряженные), $3 \times 90°$ **и** $4 \times 90°$ **прямоугольного сечения,** $\frac{a_0}{b_0} = 0{,}5$; $\frac{l_0}{b_0} \geq 10$ **[145,147, 148, 1010]**	**Диаграмма 1.8.4–22**

1. Отводы $\left(\frac{R_0}{b_0} = 0{,}75\right)$



1. Гладкие стенки ($\Delta = 0$) и $\mathrm{Re} = \frac{w_0 b_0}{\nu} \geq 4 \cdot 10^5$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_м + \zeta_{тр}.$$

2. Шероховатые стенки ($\Delta > 0$) и $10^4 < \mathrm{Re} < 4 \cdot 10^5$:

$$\zeta = k_\Delta k_{\mathrm{Re}} \zeta_м + \zeta_{тр},$$

$$\zeta_м = 1{,}5A,$$

где $A = f\left(\frac{l_k}{b_0}\right)$ см. график *a*;

$$\zeta_{тр} = \left(\frac{l_{k1}}{b_0} + \frac{l_{k2}}{b_0} + 3{,}5\right)\lambda;$$

λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; при $\lambda \approx 0{,}02$

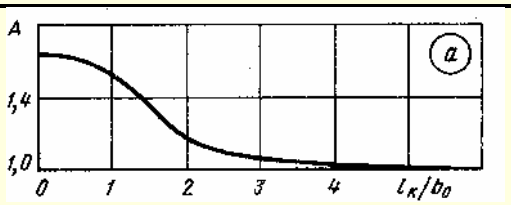
$$\zeta_{тр} = 0{,}02\left(\frac{l_{k1}}{b_0} + \frac{l_{k2}}{b_0}\right) + 0{,}07;$$

k_Δ см. диаграмму 1.8.4–1; $k_{\mathrm{Re}} = f(\mathrm{Re})$ см. график *b*

Справочник по гидравлике

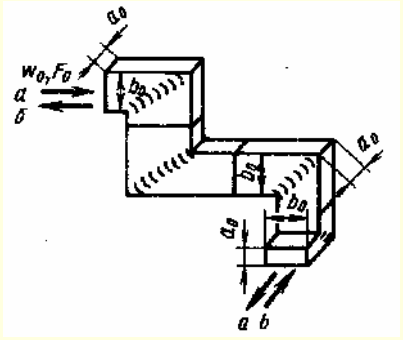
Продолжение

Отводы, обводы и колена (сопряженные), 3 × 90° и 4 × 90° **прямоугольного сечения,** $\frac{a_0}{b_0} = 0{,}5$; $\frac{l_0}{b_0} \geq 10$ **[145,147, 148, 1010]**	**Диаграмма 1.8.4–22**



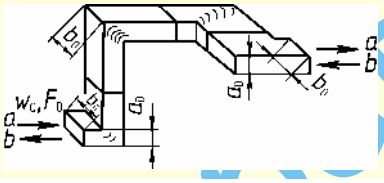
$\frac{l_k}{b_0}$	0	1	2	3	4	5
A	1,63	1,53	1,16	1,07	1,03	1,0

3. Обвод пространственный (крутоизогнутый)

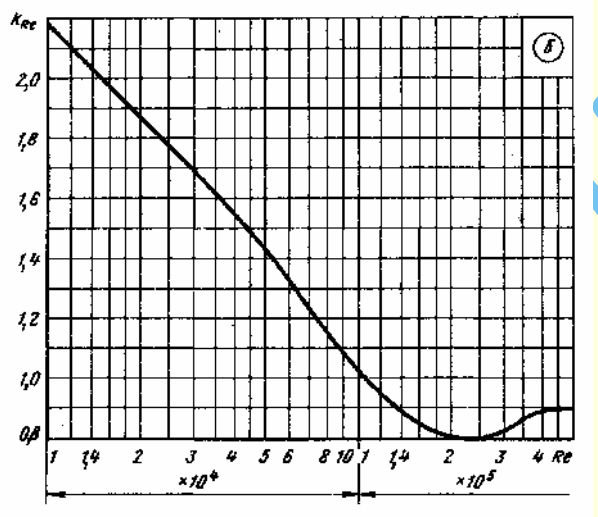


Без направляющих лопаток:
направление потока $a - a$
$\zeta = 12{,}5\ k_{Re}$;
направление потока $b - b$
$\zeta = 8{,}7\ k_{Re}$;
с направляющими лопатками
$\zeta = 0{,}4\ k_{Re}$.
Здесь k_{Re} см. график *б*

4. Обвод пространственный (крутоизогнутый)



Без направляющих лопаток:
направление потока $a - a$
$\zeta = 6{,}9\ k_{Re}$;
направление потока $b - b$
$\zeta = 8{,}3\ k_{Re}$;
с направляющими лопатками
$\zeta = 0{,}4\ k_{Re}$.
Здесь k_{Re} см. график *б*



$Re \cdot 10^{-4}$	1	1,4	2	3	4	6
k_{Re}	2,20	2,03	1,88	1,69	1,56	1,34
$Re \cdot 10^{-4}$	8	10	14	20	30	40
k_{Re}	1,14	1,02	0,89	0,80	0,83	1,0

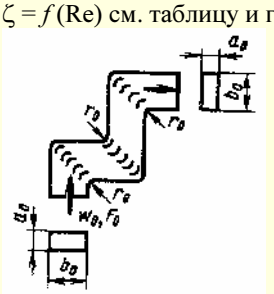
5. Колена при $\frac{r}{b_0} = 0$ без лопаток

$\zeta = f(\mathrm{Re})$ см. таблицу и график *в*



6. Колена при $\frac{r}{b_0} = 0{,}25$ без лопаток

$\zeta = f(\mathrm{Re})$ см. таблицу и график *г*



Справочник по гидравлике

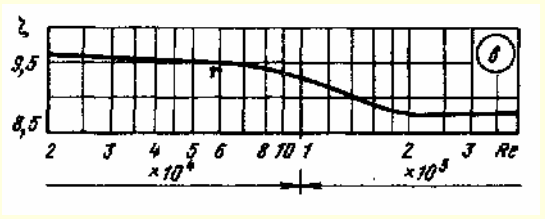
Продолжение

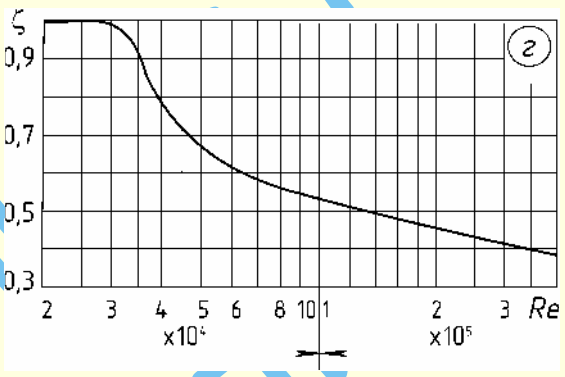
Отводы, обводы и колена (сопряженные), 3 × 90° и 4 × 90° **прямоугольного сечения,** $\frac{a_0}{b_0} = 0{,}5$; $\frac{l_0}{b_0} \geq 10$ **[145,147, 148, 1010]**

Диаграмма 1.8.4–22

Значения ζ

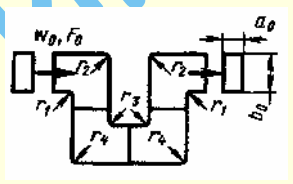
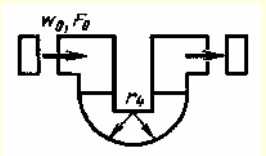
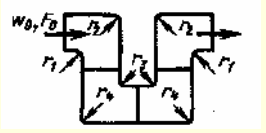
Схема	$Re \cdot 10^{-4}$						
	2	3	4	6	10	20	40
5 (график *в*)	9,70	9,70	9,55	9,00	9,25	8,75	8,75
6 (график *г*)	1,0	1,0	0,77	0,61	0,53	0,46	0,38





Обводы 4 × 90° (крутоизогнутые) прямоугольного сечения при $\frac{a_0}{b_0} = 0{,}5$; $\frac{l_0}{b_0} \geq 10$ **[1010]**

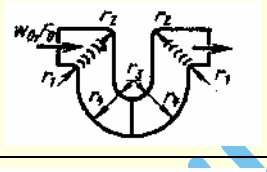
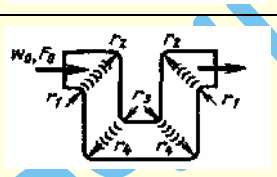
Диаграмма 1.8.4–23

Характеристика обвода	Схема	Коэффициенты сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
1	2	3
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = \frac{r_3}{b_0} = \frac{r_4}{b_0} = 0$		6,77 k_{Re}^{I}
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = \frac{r_3}{b_0} = 0$; $\frac{r_4}{b_0} = 1{,}5$		6,38 k_{Re}^{I}
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = 0{,}07$; $\frac{r_3}{b_0} = \frac{r_4}{b_0} = 0$		5,30 k_{Re}^{II}
$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_2}{b_0} = 0$; $\frac{r_3}{b_0} = 0{,}5$; $\frac{r_4}{b_0} = 1{,}5$		3,80 k_{Re}^{II}

Справочник гидравлика

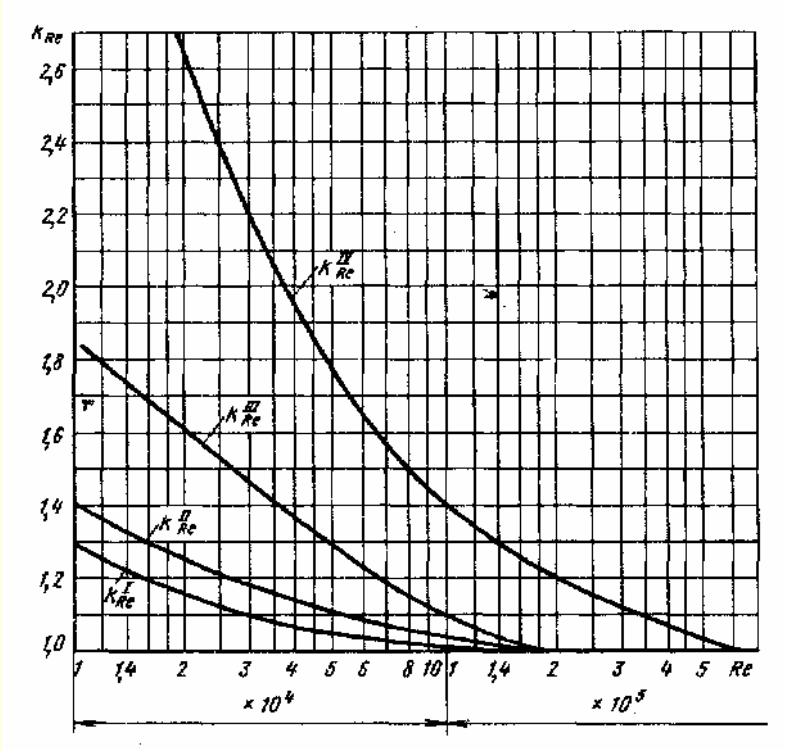
Продолжение

Обводы 4 × 90° (крутоизогнутые) прямоугольного сечения при $\frac{a_0}{b_0}=0,5$; $\frac{l_0}{b_0}\geq 10$ [1010]	**Диаграмма 1.8.4–23**

1	2	3
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_2}{b_0}=0,25$; $\frac{r_3}{b_0}=0$; $\frac{r_4}{b_0}=1,5$ с направляющими лопатками в коленах № 1 и № 4[1]		1,65 k_{Re}^{III}
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_2}{b_0}=0,25$; $\frac{r_3}{b_0}=0,5$; $\frac{r_4}{b_0}=1,5$ с направляющими лопатками в коленах № 1 и № 2[1]		0,60 k_{Re}^{IV}
$\frac{r_1}{b_0}=\frac{r_2}{b_0}=\frac{r_3}{b_0}=\frac{r_4}{b_0}=0,25$ с направляющими лопатками во всех коленах[1]		0,50 k_{Re}^{IV}

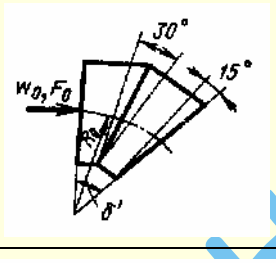
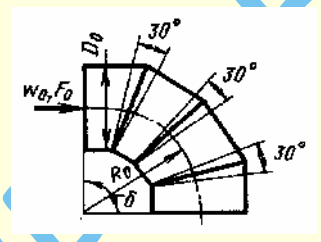
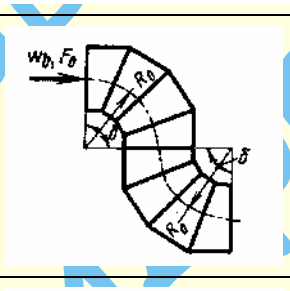
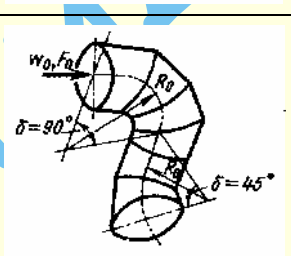
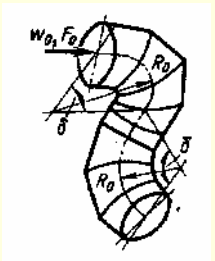
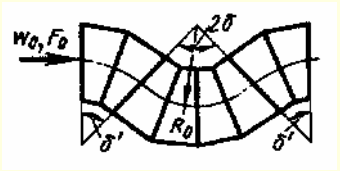
[1] Расположение и построение лопаток см. 1.8.4.1. пп. 64—72.

k_{Re}	$Re\cdot 10^{-4}$									
	1	2	3	4	6	8	10	20	30	≥ 60
k_{Re}^{I}	1,28	1,15	1,10	1,06	1,04	1,02	1,01	1,0	1,0	1,0
k_{Re}^{II}	1,40	1,26	1,19	1,14	1,09	1,06	1,04	1,0	1.0	1,0
k_{Re}^{III}	1,86	1,60	1,46	1,37	1,24	1,15	1,10	1,0	1,0	1,0
k_{Re}^{IV}	—	2,65	2,20	1,95	1,65	1,52	1,40	1,23	1,11	1,0



Справочник по гидравлике

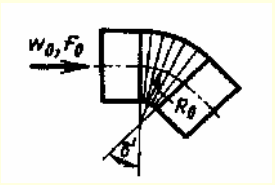
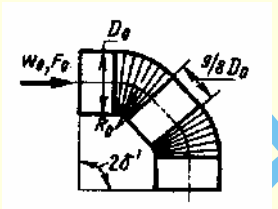
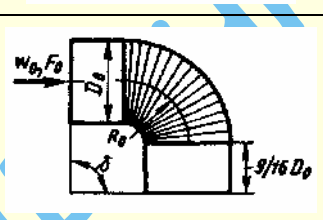
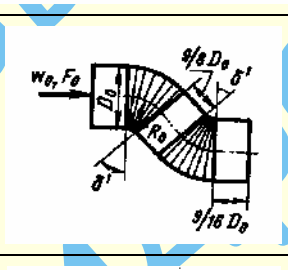
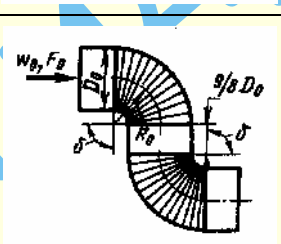
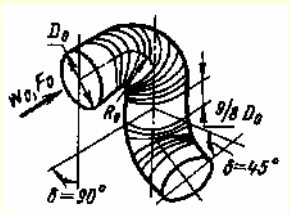
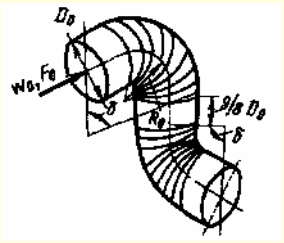
Колена (сопряженные) из оцинкованной жести при $\frac{R_0}{D_0} = 1{,}0$; $D_0 = 100$ мм **и гофрированные** при $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}7$; $D_0 = 100$ мм; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 1{,}5 \cdot 10^5$; $\frac{l_0}{D_0} \geq 10$ **[800]**	**Диаграмма 1.8.4–24**

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
1	2	3
Колено; $\delta' = 45°$		0,60
Колено; $\delta = 90°$		0,92
Утка; $2\delta = 2 \times 90°$		2,16
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta + \delta' = 90° + 45°$		1,50
Утка (поворот в двух плоскостях); $2\delta = 2 \times 90°$		1,60
Обход; $4\delta' = 2 \times 45°$		2,65

Справочник по гидравлике

Продолжение

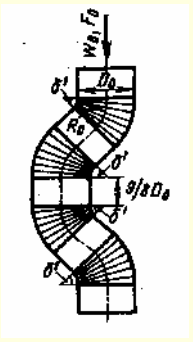
Колена (сопряженные) из оцинкованной жести при $\frac{R_0}{D_0} = 1{,}0$; $D_0 = 100$ мм **и гофрированные** при $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}7$; $D_0 = 100$ мм; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 1{,}5 \cdot 10^5$; $\frac{l_0}{D_0} \geq 10$ **[800]**	**Диаграмма 1.8.4–24**

1	2	3
Колено; $\delta' = 45°$		0,53
Колено; $2\delta' = 2 \times 45°$		0,82
Колено; $\delta = 90°$		1,33
Утка; $2\delta' = 2 \times 45°$		1,00
Утка; $2\delta = 2 \times 90°$		3,30
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta + \delta' = 90° + 45°$		1,93
Утка (поворот в двух плоскостях); $\delta = 2 \times 90°$		2,56

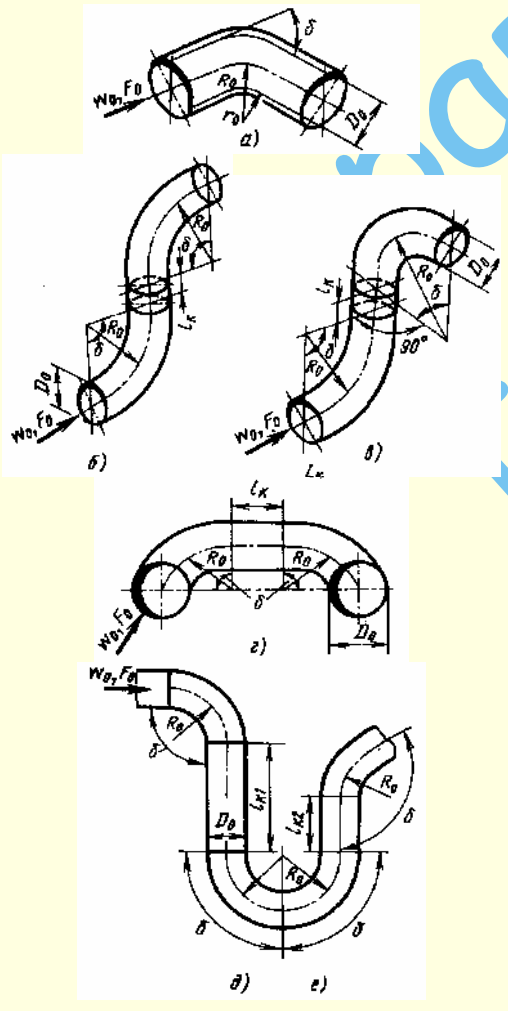
Справочник по гидравлике

Продолжение

Колена (сопряженные) из оцинкованной жести при $\frac{R_0}{D_0} = 1{,}0$; $D_0 = 100$ мм **и гофрированные** при $\frac{R_0}{D_0} = 0{,}7$; $D_0 = 100$ мм; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 1{,}5 \cdot 10^5$; $\frac{l_0}{D_0} \geq 10$ **[800]**	**Диаграмма 1.8.4–24**

1	2	3
Обход; $4\,\delta' = 4 \times 90°$		2,38

Отводы гибкие стеклотканевые со складчатыми поверхностями; $\mathrm{Re} \geq 10^5$ **[336]**	**Диаграмма 1.8.4–25**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0{,}9 n_и \zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м$ см. таблицы; $\zeta_{тр} = \lambda\left(\frac{l_k}{D_0} + 0{,}035\frac{R_0}{D_0}\right)$; $\lambda = 0{,}052\left(10\,D_0\right)^{\frac{0{,}1}{D_0}}\left(0{,}05b\right)^{0{,}2}$;

b – ширина ленты, навиваемой на проволочный каркас стеклотканевой трубы, мм (см. 1.7.1. п. 72); D_0 – диаметр трубы, м; $n_и$—число изгибов.

Значения $\zeta_м$ при $\frac{R_0}{D_0} = 1{,}5$ (схема *а*)

D_0, м	δ°			
	30	45	60	90
0,100	0,69	1,18	1,48	1,78
0,155	–	1,07	–	1,30
0,193	0,43	0,50	0,73	0,86
0,250	0,26	0,39	0,41	0,73

При $D_0 < 0{,}3$ м $\zeta_м \approx 1{,}05a \exp(-c\,D_0) \sin\delta$, где $a = 3{,}88$; $c = 7{,}8$ м$^{-1}$;
при $D_0 \geq 0{,}3$ м $\zeta_м = 0{,}4$

Значения $\zeta_м$ при δ = 90° (числитель) и δ = 45° (знаменатель) (схема *а*)

D_0, м	$\frac{R_0}{D_0}$		
	0,75	1,5	3,0
0,100	$\frac{2{,}28}{1{,}25}$	$\frac{1{,}78}{1{,}18}$	$\frac{1{,}70}{1{,}04}$
0,155	$\frac{1{,}30}{1{,}12}$	$\frac{1{,}30}{1{,}07}$	$\frac{1{,}18}{1{,}05}$
0,193	$\frac{1{,}12}{–}$	$\frac{0{,}86}{–}$	$\frac{–}{–}$
0,250	$\frac{0{,}90}{0{,}44}$	$\frac{0{,}73}{0{,}39}$	$\frac{0{,}52}{0{,}25}$

Справочник по гидравлике

Продолжение

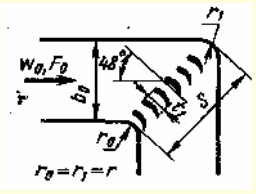
Отводы гибкие стеклотканевые со складчатыми поверхностями; $Re \geq 10^5$ **[336]**	**Диаграмма 1.8.4–25**

Значения $\zeta_м$ при $\frac{R_0}{D_0} = 1,5$ и $\delta = 90°$

Схема отвода	Число изгибов $n_и$	D_0, м	
		0,100	0,193
В одной плоскости:			
а	1	1,78	0,73
б	2	3,55	1,29
Пространственная:			
в	2	3,11	1,40
В одной плоскости:			
г	2	–	1,33
д	3	5,06	1,89
е	4	6,03	2,40
$\sum_1^{n_и} \zeta_м = 0,9 n_и \zeta_м$			

Колена и отводы ($\delta = 90°$) **прямоугольного сечения с направляющими лопатками**[1] **[61, 261]**	**Диаграмма 1.8.4–26**

1.Колено ($r_0 = r_1 = r$; $t_1 = r\sqrt{2}$) с профилированными направляющими лопатками



$$Re = \frac{w_0 b_0}{\nu} = 2 \cdot 10^5$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_м + \zeta_{тр};$$

$$Re \gtrless 2 \cdot 10^5$$

$$\zeta = k_{Re} \zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = f\left(\frac{r}{b_0}\right)$ – график *а*; $\zeta_{тр} = (1 + 1,57\ \frac{r}{b_0})\lambda$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6;

при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta_{тр} = 0,02 + 0,031\ \frac{r}{b_0}$; $k_{Re} = f(Re)$ ориентировочно см. график *б* или формулу

$$k_{Re} = 0,8 + \frac{4,02 \cdot 10^4}{Re}$$

Нормальное число лопаток $n_{норм} = 2,13\left(\frac{r}{b_0}\right)^{-1} - 1 = 2,13\frac{S}{t_1} - 1$

Сокращенное число лопаток $n_{наим} \approx 1,4\left(\frac{r}{b_0}\right)^{-1} = 1,4\frac{S}{t_1}$

Минимальное число лопаток $n_{наим} \approx 0,9\left(\frac{r}{b_0}\right)^{-1} = 0,9\frac{S}{t_1}$

[1] Расположение и построение лопаток см. 1.8.4.1. пп. 64 – 72.

Справочник по гидравлике

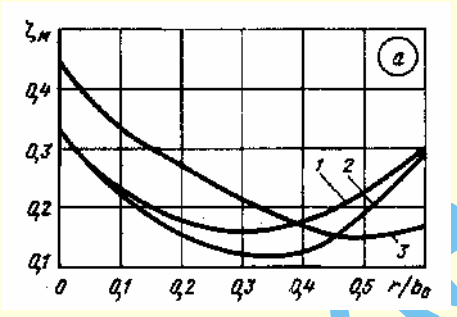
Продолжение

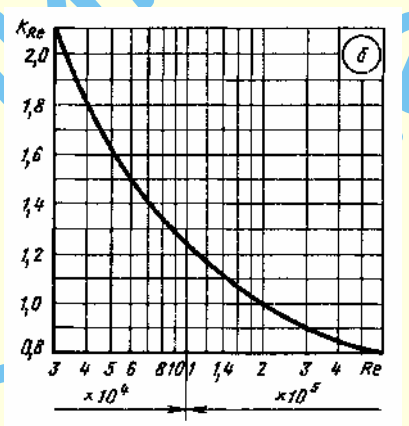
Колена и отводы ($\delta = 90°$) **прямоугольного сечения с направляющими лопатками**[1] **[61, 261]**	**Диаграмма 1.8.4–26**

Значения $\zeta_м$

Число лопаток (см. график *а*)	$\frac{r}{b_0}$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Нормальное (кривая *1*)	0,33	0,23	0,17	0,16	0,17	0,22	0,31
Сокращенное (кривая 2)	0,33	0,23	0,15	0,11	0,13	0,19	0,30
Минимальное (кривая *3*)	0,45	0,33	0,27	0,22	0,17	0,15	0,17

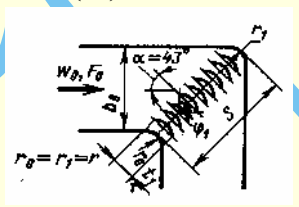
$Re \cdot 10^{-4}$	3	4	5	6	8	10	14	20	30	≥ 60
k_{Re}	2,10	1,80	1,60	1,50	1,35	1,23	1,12	1,0	0,90	0,80

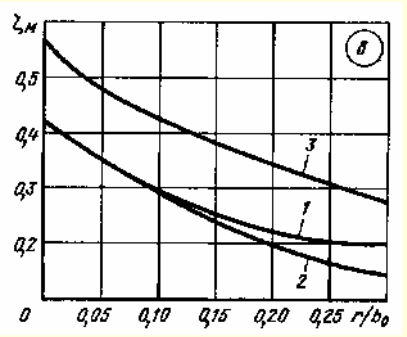




2. То же, что по п. 1, но направляющие лопатки тонкие при $\varphi_1 = 90 \div 95°$

$\zeta_м$ – то же, что п. 1, но $\zeta_м = f\left(\frac{r}{b_0}\right)$ по графику *в* или по формулам





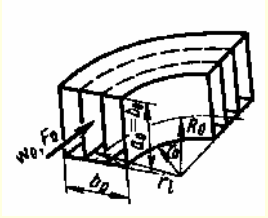
Значения $\zeta_м$

Число лопаток (см. график *в*)	$\frac{r}{b_0}$							$\zeta_м$
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	
Нормальное (кривая *1*)	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21	0,20	$\frac{1}{8,39\frac{r}{b_0} + 2,58}$
Сокращенное (кривая 2)	0,42	0,35	0,30	0,24	0,20	0,17	0,14	$0,4 \cdot 0,037\frac{r}{b_0}$
Минимальное (кривая *3*)	0,57	0,48	0,43	0,39	0,35	0,31	0,28	$\frac{1}{5,43\frac{r}{b_0} + 1,85}$

[1] Расположение и построение лопаток см. 1.8.4.1. пп. 64 – 72.

Справочник по гидр

Отводы ($\delta = 90°$) **с концентрическими направляющими лопатками [679, 854]**	**Диаграмма 1.8.4–27**



1. Отвод прямоугольного сечения $\left(\frac{r_0}{b_0} = \frac{R_0}{b_0} - 0,5\right)$ с лопатками при Re = 10^5

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_м + \zeta_{тр}$$

при $\mathrm{Re} \gtrless 10^5$

$$\zeta = k_{\mathrm{Re}}\zeta_м + \zeta_{тр},$$

где $\zeta_м = \left(0,46\frac{R_0}{b_0} - 0,04\right)\zeta_{б.л}$ см. график *а*; $\zeta_{бл}$ см. ζ без лопаток на диаграмме 1.8.4–1;

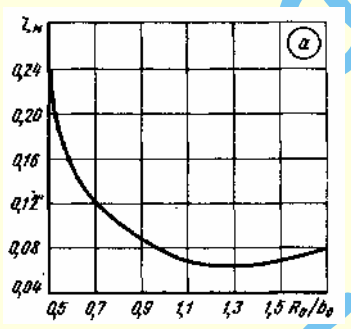
$\zeta_{тр} = 1,57\,\lambda\,\frac{R_0}{b_0}$ λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6.

При $\lambda = 0,02$ значение $\zeta_{тр} = 0,03\,\frac{R_0}{b_0}$;

k_{Re} – ориентировочно см. график *д* диаграммы 1.8.4–1. Расстояние между лопатками

$$r_i = 1,26\,r_{i-1} + 0,07\,b_0$$

$\frac{R_0}{b_0}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,5
$\zeta_м$	0,24	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,07



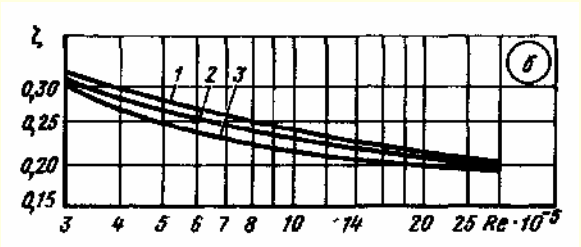
2. Отвод круглого сечения с лопатками

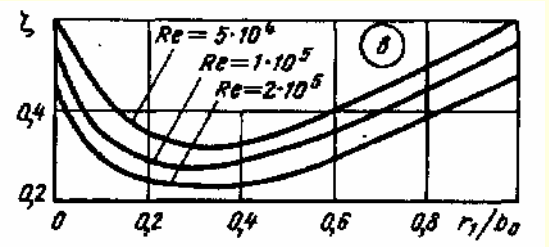
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\mathrm{Re}, \frac{R_0}{b_0}\right)$$ см. график *б;*

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{r_1}{b_0}, \mathrm{Re}\right)$$ см. график *в*

Значения ζ при различных $\frac{R_0}{b_0}$

$\frac{R_0}{b_0}$	Re · 10–^{4}							
	3	4	6	8	10	15	20	30
1 (одна лопатка)	0,32	0,30	0,29	0,25	0,24	0,23	0,22	0,20
1 (две лопатки)	0,31	0,29	0,28	0,24	0,23	0,21	0,20	0,20
1,8 (одна лопатка)	0,30	0,27	0,24	0,23	0,22	0,20	0,20	0,19





Справочник по гидравлике

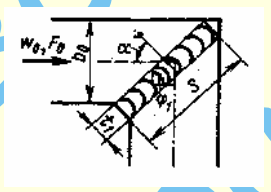
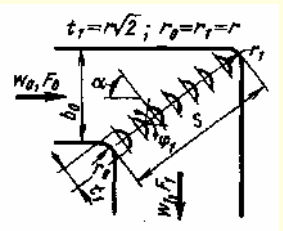
Продолжение

Отводы ($\delta = 90°$) с концентрическими направляющими лопатками [679, 854] | **Диаграмма 1.8.4–27**

Значения ζ при $\frac{R_0}{b_0} = 0,75$ и одной лопатке ($i = 1$)

$Re \cdot 10^{-4}$	$\frac{r_1}{b_0}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
5	0,60	0,42	0,35	0,31	0,32	0,35	0,39	0,44	0,49	0,55	0,60
10	0,54	0,34	0,29	0,27	0,28	0,30	0,35	0,39	0,44	0,49	0,54
20	0,48	0,29	0,26	0,23	0,24	0,26	0,30	0,35	0,39	0,43	0,48

Колена прямоугольного сечения при $\delta = 90°$ и с тонкими направляющими лопатками[1] ($\varphi_1 = 95°$) [61, 261] | **Диаграмма 1.8.4–28**

№ по пор.	Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
1	Внутренняя кромка на повороте острая ($t_1 = 0$); $\alpha = 45°$; нормальное число лопаток $n_л = 2,13\frac{S}{t_1} - 1$		$\zeta = 0,45\, k_{Re} + \lambda$ [2]; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,47\, k_{Re}$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6
2	То же, что в п. 1, но $\alpha = 50°$		$\zeta = 0,40\, k_{Re} + \lambda$; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,42\, k_{Re}$
3	То же, что в п. 1, но сокращенное (наивыгоднейшее) число лопаток: $n_л \approx 1,4\frac{S}{t_1}$		$\zeta = 0,36\, k_{Re} + \lambda$; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,38\, k_{Re}$
4	То же, что в п. 1, но внутренняя кромка на повороте срезана ($t_1 = 0,25\, b_0$)		$\zeta = 0,32\, k_{Re} + 1,28\lambda$; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,35\, k_{Re}$
5	Колено с расширением $\left(\frac{F_1}{F_0} = 1,35\right)$ $\frac{r}{b_0} = 0,18$; $\alpha \approx 0,53$; нормальное число лопаток $n_л = 2,13\frac{S}{t_1} - 1$		$\zeta = 0,40\, k_{Re} + 1,28\lambda$; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,43\, k_{Re}$
6	То же, что в п. 5, но сокращенное (минимальное) число лопаток $n_л \approx 0,9\frac{S}{t_1}$		$\zeta = 0,60\, k_{Re} + 1,28\lambda$; при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta \approx 0,63\, k_{Re}$

[1] Расположение лопаток см. 1.8.4.1. пп. 64 – 72.
[2] k_{Re} ориентировочно см. диаграмму 1.8.4–26.

Справочник по гидравлике

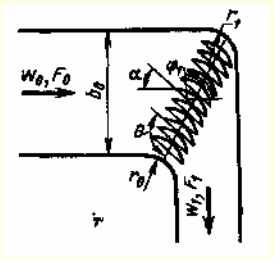
Колена (плавные) прямоугольного сечения при δ = 90° и с расчетными тонкими направляющими лопатками [740]	**Диаграмма 1.8.4–29**

1. $\frac{F_1}{F_0} = 0,5$; $\frac{r}{b_0} = 0,2$;

$\varphi_1 = 103°$;

$r_0 = r_1 = r$

число лопаток (наивыгоднейшее) $n_{наив} = 11$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_{Re}\zeta_м + \zeta_{тр},$$

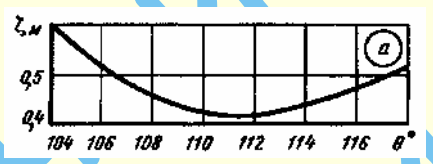
где $\zeta_{тр} = \left(1 + 1,57\frac{r}{b_0}\right)\lambda$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6;

при $\lambda \approx 0,02$ $\zeta_{тр} = \left(0,02 + 0,031\frac{r}{b_0}\right)$;

$k_{Re} = f(\mathrm{Re})$ см. диаграмму 1.8.4–26 (ориентировочно); $\zeta_м = f(\theta)$ см. график *а*

Значения $\zeta_м$

θ°	106	108	110	112	114	116	118
$\zeta_м$	0,52	0,46	0,43	0,42	0,44	0,48	0,52

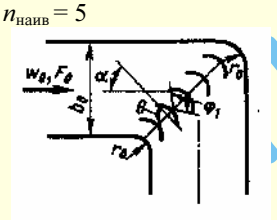


2. $\frac{F_1}{F_0} = 1$; $\frac{r}{b_0} = 0,2$;

$\varphi_1 = 107°$;

$r_0 = r_1 = r$

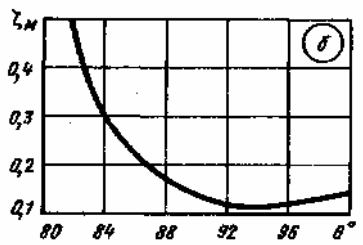
число лопаток (наивыгоднейшее) $n_{наив} = 5$



ζ – то же, что по п. 1, но $\zeta_м = f(\theta)$ см. график *б*

Значения $\zeta_м$

θ°	82	84	86	88	90	92	94	96	98
$\zeta_м$	0,50	0,30	0,22	0,17	0,14	0,12	0,11	0,12	0,14



3. $\frac{F_1}{F_0} = 2$; $r_0 = r_1 = r$:

а) $\frac{r}{b_0} = 0,2$; $\varphi_1 = 154°$;

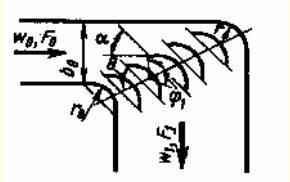
$n_{наив} = 5$;

б) $\frac{r}{b_0} = 0,5$; $\varphi_1 = 138°$;

$n_{наив} = 2$;

в) $\frac{r}{b_0} = 1,0$; $\varphi_1 = 90°$;

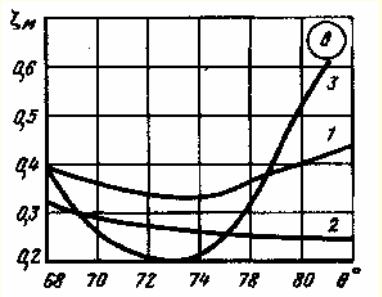
$n_{наив} = 5$



ζ – то же, что по п. 1, но $\zeta_м = f(\theta)$ см. график *в*

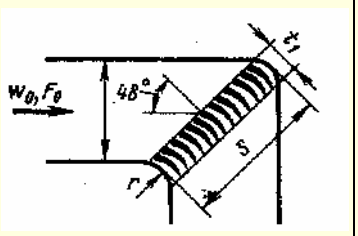
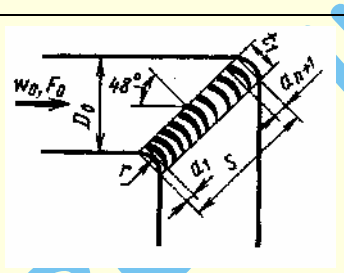
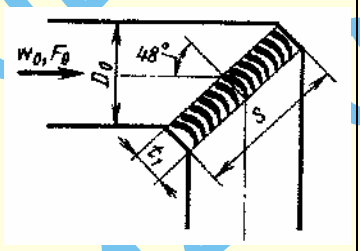
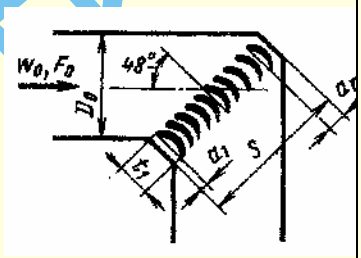
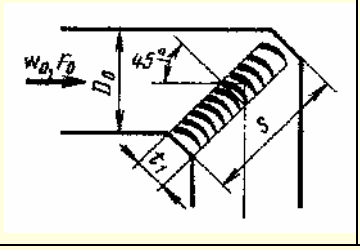
Значения $\zeta_м$

Кривая	θ°							
	68	70	72	74	76	78	80	82
1	0,39	0,36	0,34	0,33	0,34	0,37	0,40	0,44
2	0,32	0,29	0,27	0,26	0,26	0,25	0,25	0,25
3	0,40	0,26	0,21	0,21	0,25	0,32	0,52	0,67



Справочник по гидравлике

Колена круглого сечения при δ = 90° **и с профилированными направляющими лопатками**[1] **[261]**	**Диаграмма 1.8.4–30**

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta = \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Плавный поворот $\left(\dfrac{r}{D_0} = 0{,}18\right)$; нормальное число лопаток $n_л = 3\dfrac{D_0}{t_1} - 1$		$\zeta = 0{,}23\, k_{Re} + 1{,}28\, \lambda$; при $\lambda = 0{,}02$ $\zeta \approx 0{,}26\, k_{Re}$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6
Плавный поворот $\left(\dfrac{r}{D_0} = 0{,}18\right)$; сокращенное число лопаток $n_л = 2\dfrac{D_0}{t_1}$; лопатки установлены по арифметической прогрессии при $\dfrac{a_{n+1}}{a_1} = 2$		$\zeta = 0{,}15\, k_{Re} + 1{,}28\, \lambda$; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta = 0{,}18\, k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте $\left(\dfrac{t_1}{D_0} = 0{,}25\right)$; Нормальное число лопаток $n_л = 3\dfrac{D_0}{t_1} - 1$		$\zeta = 0{,}30\, k_{Re} + 1{,}28\lambda$; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta \approx 0{,}33\, k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте $\left(\dfrac{t_1}{D_0} = 0{,}25\right)$; Сокращенное число лопаток $n_л = 2\dfrac{D_0}{t_1}$; лопатки установлены по арифметической прогрессии при $\dfrac{a_{n+1}}{a_1} = 2$		$\zeta = 0{,}23\, k_{Re} + 1{,}28\lambda$; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta \approx 0{,}26\, k_{Re}$
Срезанные кромки на повороте $\left(\dfrac{t_1}{D_0} = 0{,}25\right)$; Сокращенное число лопаток (вынуты 1-я и 3-я лопатки от внешней стенки)		$\zeta = 0{,}21\, k_{Re} + 1{,}28\lambda$; при $\lambda \approx 0{,}02$ $\zeta \approx 0{,}24\, k_{Re}$

[1] Расположение и построение лопаток см.пп.64—72; k_{Re} ориентировочно см. диаграмму 1.8.4–26.

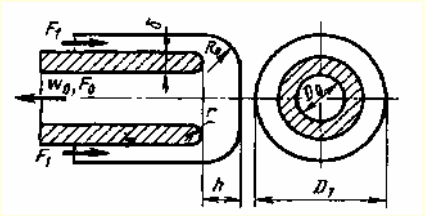
Справочник по гидравлике

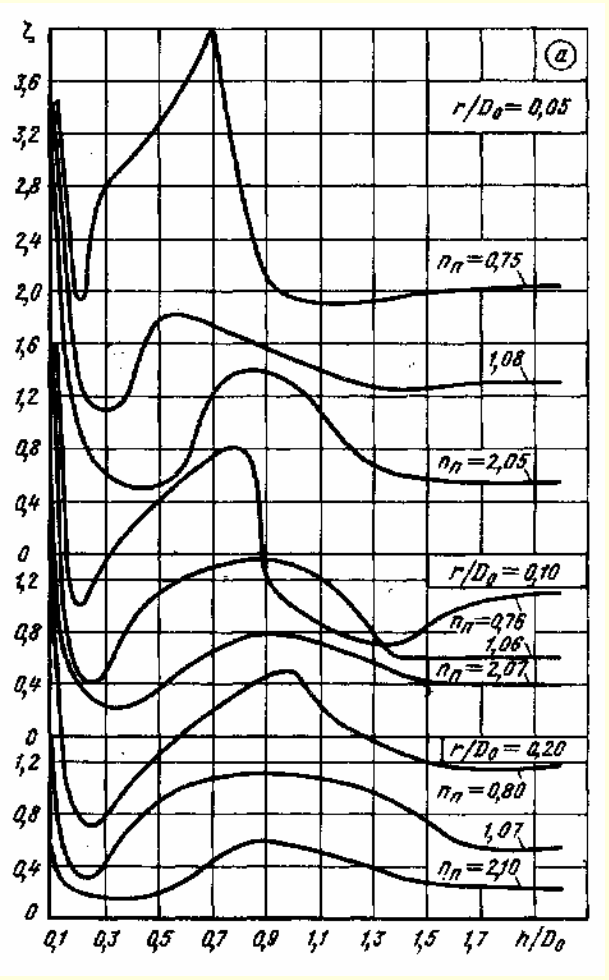
Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при всасывании); $\frac{R_0}{D_1} = 0{,}2 \div 0{,}5;\ \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 4 \cdot 10^4$ **[278]**	**Диаграмма 1.8.4–31**

А. Скругленные кромки на повороте $\left(\frac{r}{D_0} > 0\right)$;

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(\frac{h}{D_0}, \frac{r}{D_0}, n_п\right)$, см. график *а*;

$$n_п = \frac{F_1}{F_0};$$





Значения ζ

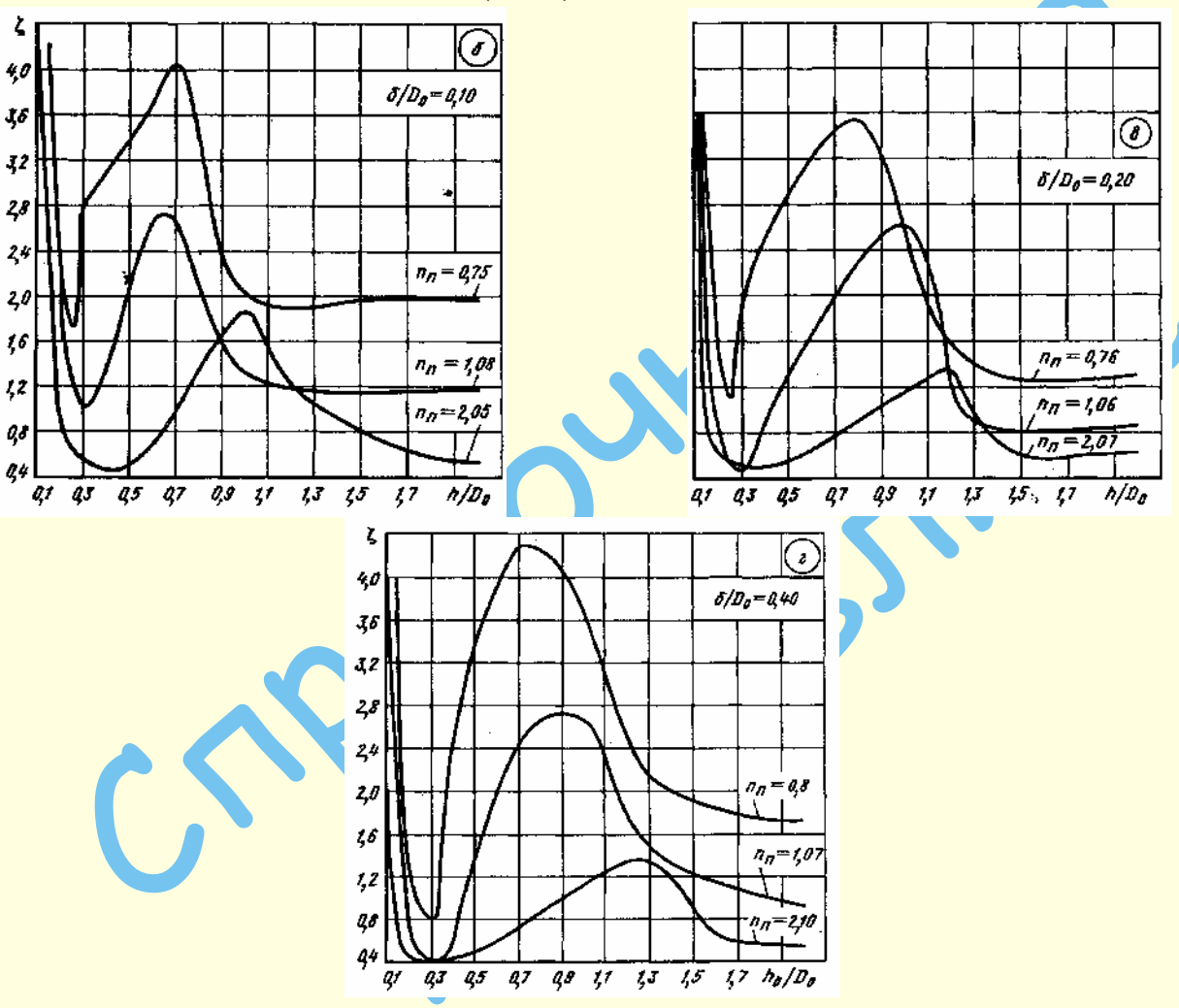
$\frac{r}{D_0}$	$n_п$	$\frac{h}{D_0}$																	
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0	1,20	1,40	1,60	1,80	2,0
0,05	0,75	5,80	2,90	1,90	2,40	2,80	3,00	3,25	3,55	4,00	2,80	2,10	1,95	1,90	1,95	2,00	2,03	2,05
	1,08	4,70	2,60	1,35	1,10	1,08	1,30	1,77	1,80	1,73	1,66	1,55	1,48	1,33	1,23	1,30	1,30	1,30
	2,05	3,45	1,50	1,00	0,73	0,60	0,50	0,50	0,70	1,20	1,37	1,37	1,30	0,80	0,60	0,55	0,55	0,55
0,10	0,76	4,10	1,40	0,98	1,17	1,33	1,60	1,80	2,00	2,15	2,20	1,20	1,00	0,96	0,48	1,03	1,07	1,10
	1,06	3,30	1,12	0,42	0,40	0,47	0,90	1,10	1,17	1,20	1,25	1,43	0,90	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
	2,07	2,20	0,60	0,40	0,30	0,22	0,23	0,35	0,52	0,66	0,75	0,77	0,75	0,63	0,46	0,40	0,40	0,40
0,20	0,80	2,70	1,05	0,80	0,70	0,80	1,03	1,26	1,43	1,58	1,72	1,84	1,90	1,55	1,27	1,15	1,15	1,25
	1,07	1 40	0,50	0,33	0,32	0,40	0,68	0,90	1,00	1,06	1,08	1,00	1,00	1,05	0,90	0,55	0,53	0,55
	2,10	0,50	0,23	0,20	0,18	0,16	0,16	0,18	0,28	0,43	0,55	0,58	0,53	0,45	0,32	0,27	0,26	0,25

Справочник гидравлических

Продолжение

Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при всасывании); $\frac{R_0}{D_1} = 0{,}2 \div 0{,}5;\ \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 4 \cdot 10^4$ **[278]**	**Диаграмма 1.8.4–31**

Б. Утолщенные кромки на повороте без скругления $\left(\frac{r}{D_0} = 0\right)$; ζ см. графики *б—г*



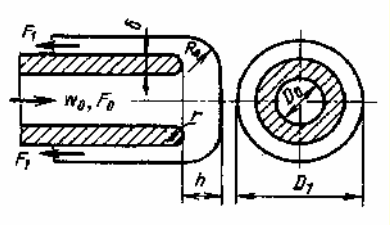
Значения ζ

$\frac{\delta}{D_0}$	$n_п$	$\frac{h}{D_0}$																
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
0,10	0,75	8,70	3,90	2,20	1,70	2,80	3,10	3,40	3,70	4,25	3,40	2,30	2,00	1,90	1,95	2,00	2,00	2,00
	1,08	—	3,90	1,75	1,20	1,00	1,40	2,10	2,66	2,66	2,10	1,60	1,30	1,20	1,16	1,17	1,18	1,20
	2,05	4,20	2,20	0,80	0,62	0,56	0,45	0,50	0,70	1,00	1,38	1,60	1,87	1,20	0,93	0,73	0,60	0,57
0,20	0,76	8,26	3,00	1,50	1,10	1,90	2,50	2,85	3,20	3,45	3,55	3,30	2,60	1,60	1,30	1,25	1,27	1,30
	1,06	5,75	1,60	0,80	0,50	0,46	0,90	1,30	1,67	1,98	2,26	2,53	2,63	1,10	0,83	0,80	0,83	0,85
	2,07	4,40	0,75	0,60	0,53	0,50	0,52	0,55	0,65	0,78	0,90	1,03	1,13	1,35	0,70	0,56	0,60	0,63
0,40	0,80	8,26	2,40	1,25	0,90	0,78	2,50	3,40	3,90	4,30	4,25	4,05	3,65	2,42	2,00	1,83	1,77	1,75
	1,07	3,90	2,00	0,70	0,46	0,40	0,60	1,40	2,00	2,46	2,66	2,72	2,65	1,70	1,30	1,13	1,03	0,95
	2,10	2,00	0,60	0,43	0,40	0,40	0,43	0,50	0,60	0,73	0,87	1,00	1,14	1,36	1,20	0,65	0,58	0,57

Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при нагнетании);

$$\frac{R_0}{D_1} = 0{,}2 \div 0{,}5;\ \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 4\cdot 10^4$$ **[278]**

Диаграмма 1.8.4–32



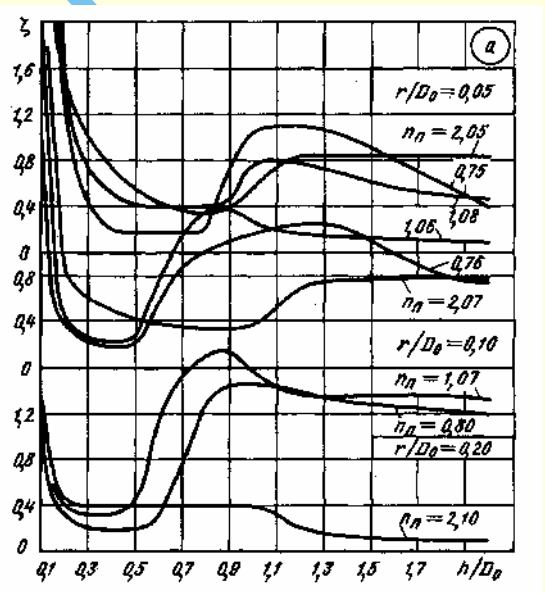
A. Скругленные кромки на повороте $\left(\frac{r}{D_0} > 0\right)$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{h}{D_0}, \frac{r}{D_0}, n_\text{п}\right)$$ см. график *a*; $n_\text{п} = \frac{F_1}{F_0}$;

Значения ζ

$\frac{r}{D_0}$	$n_\text{п}$	$\frac{h}{D_0}$							
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60
0,05	0,75	5,70	2,40	1,18	0,70	0,40	0,20	0,18	0,18
	1,08	7,60	2,60	1,45	0,90	0,70	0,52	0,42	0,40
	2,05	–	3,16	2,05	1,48	1,15	0,72	0,55	0,43
0,10	0,76	1,95	0,62	0,35	0,26	0,20	0,17	0,20	0,60
	1,06	2,80	1,20	0,40	0,30	0,25	0,23	0,28	0,80
	2,07	3,40	1,28	0,85	0,70	0,60	0,50	0,43	0,36
0,20	0,80	1,15	0,60	0,40	0,33	0,32	0,32	0,40	1,15
	1,07	1,20	0,50	0,32	0,23	0,20	0,20	0,20	0,30
	2,10	1,35	0,70	0,45	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40

$\frac{r}{D_0}$	$n_\text{п}$	$\frac{h}{D_0}$								
		0,70	0,80	0,90	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
0,05	0,75	0,19	0,20	0,75	1,08	1,10	1,00	0,80	0,60	0,40
	1,08	0,42	0,42	0,45	0,80	0,77	0,67	0,56	0,50	0,45
	2,05	0,38	0,35	0,38	0,60	0,88	0,72	0,70	0,88	0,85
0,10	0,76	0,90	1,00	1,10	1,18	1,25	1,20	1,00	0,80	0,75
	1,06	1,15	1,37	1,40	1,27	1,18	1,15	1,14	1,10	1,08
	2,07	0,35	0,33	0,33	0,35	0,70	0,75	0,77	0,80	0,80
0,20	0,80	1,53	1,70	1,76	1,55	1,37	1,37	1,37	1,36	1,35
	1,07	0,73	1,30	1,45	1,45	1,40	1,30	1,30	1,27	1,23
	2,10	0,40	0,40	0,40	0,40	0,20	0,15	0,10	0,10	0,10



Справочник по гидравлике

Продолжение

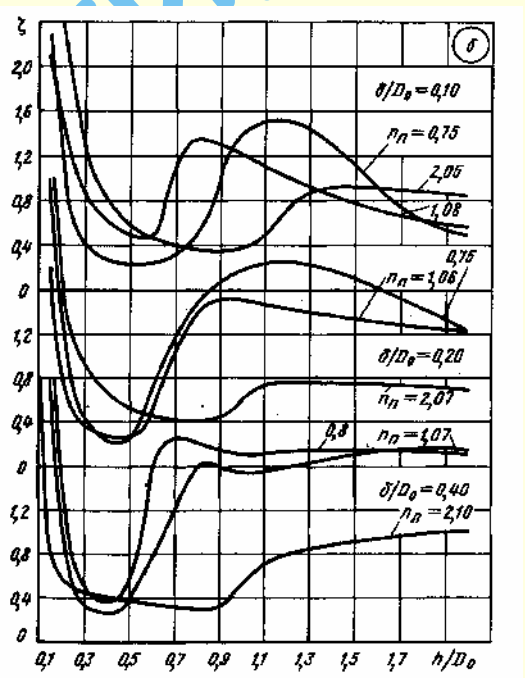
Пространственный (кольцевой) поворот на 180° (при всасывании); $\frac{R_0}{D_1} = 0{,}2 \div 0{,}5;\ \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} \geq 4 \cdot 10^4$ **[278]**	**Диаграмма 1.8.4–32**

Б. Утолщенные кромки на повороте без скругления $\left(\frac{r}{D_0} = 0\right)$; ζ см. график *б*.

Значения ζ

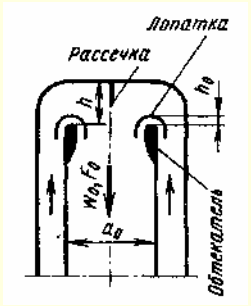
$\frac{\delta}{D_0}$	$n_п$	$\frac{h}{D_0}$							
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60
0,10	0,75	7,70	2,25	1,20	0,60	0,40	0,25	0,23	0,24
	1,08	5,70	2,10	1,60	1,10	0,83	0,60	0,48	0,46
	2,05	6,60	3,90	2,50	2,60	1,32	0,80	0,56	0,45
0,20	0,76	–	2,90	1,35	0,60	0,40	0,22	0,24	0,70
	1,06	–	1,80	0,85	0,46	0,35	0,28	0,27	0,50
	2,07	4,10	3,00	1,60	1,10	0,90	0,65	0,50	0,45
0,40	0,80	–	3,10	1,45	0,70	0,50	0,38	0,60	1,60
	1,07	–	2,45	1,00	0,50	0,33	0,27	0,40	0,77
	2,10	2,40	0,80	0,56	0,48	0,45	0,40	0,36	0,35

$\frac{\delta}{D_0}$	$n_п$	$\frac{h}{D_0}$								
		0,70	0,80	0,90	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
0,10	0,75	0,30	0,50	1,20	1,40	1,50	1,40	0,90	0,60	0,50
	1,08	1,10	1,35	1,30	1,20	1,00	0,83	0,70	0,60	0,57
	2,05	0,40	0,35	0,34	0,35	0,82	0,92	0,90	0,87	0,86
0,20	0,76	1,27	1,52	1,68	1,77	1,85	1,78	1,60	1,40	1,25
	1,06	1,00	1,40	1,50	1,50	1,43	1,40	1,30	1,28	1,25
	2,07	0,40	0,40	0,40	0,60	0,75	0,75	0,73	0,72	0,70
0,40	0,80	1,85	1,80	1,75	1,70	1,80	1,77	1,75	1,73	1,70
	1,07	1,20	1,60	1,60	1,55	1,60	1,67	1,73	1,76	1,75
	2,10	0,33	0,30	0,33	0,56	0,80	0,88	0,93	1,00	1,00



Справочник по гидравлике

Симметричный поворот на 180° в одной плоскости (при всасывании); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} \geq 0{,}8 \cdot 10^5$ **[670]**	**Диаграмма 1.8.4–33**



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\frac{h}{a_0}$$

А. Без рассечки: ζ см. график *а*

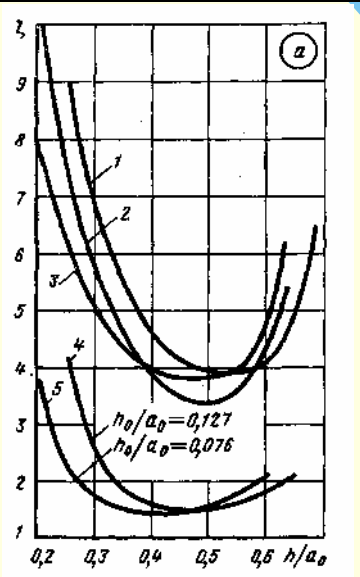
Значения ζ

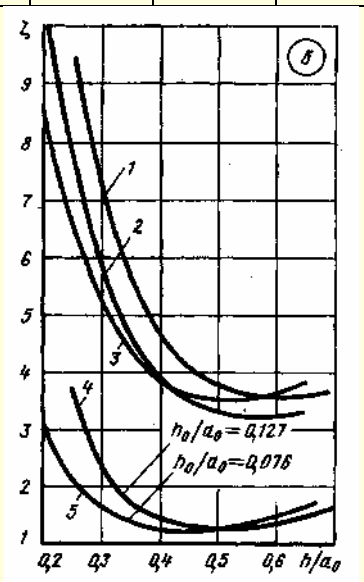
Схема и кривая	$\frac{h}{a_0}$									
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1	–	9,5	7,9	5,5	4,5	4,1	4,0	4,0	4,2	5,2
2	10,5	7,5	5,7	4,7	3,9	3,5	3,4	3,7	4,5	–
3	7,9	6,3	5,0	4,4	4,0	3,8	3,9	4,0	5,0	–
4	–	4,2	2,6	1,8	1,6	1,5	1,5	1,6	1,8	2,1
5	3,8	2,3	1,7	1,5	1,4	1,5	1,6	1,8	2,2	–

Б. С плоской рассечкой: ζ см. график *б*

Значения ζ

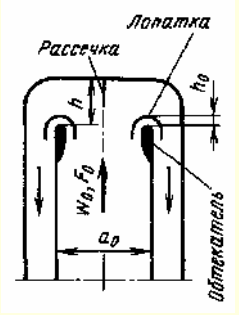
Схема и кривая	$\frac{h}{a_0}$									
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
1	–	9,5	7,5	5,6	4,6	4,1	3,8	3,6	3,6	3,6
2	10,5	8,0	6,0	4,6	4,0	3,5	3,3	3,2	3,3	3,3
3	8,6	6,7	5,3	4,3	3,8	3,6	3,5	3,5	3,6	3,8
4	–	3,6	2,3	1,7	1,4	1,3	1,3	1,3	1,4	1,5
5	3,0	2,1	1,6	1,3	1,2	1,2	1,3	1,3	1,5	1,6





Справочник по гидравлике

Симметричный поворот на 180° в одной плоскости (на нагнетании); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} \geq 0{,}8 \cdot 10^5$ **[670]**	**Диаграмма 1.8.4–34**



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\frac{h}{a_0}$$

А. Без рассечки: ζ см. график *а*

Значения ζ

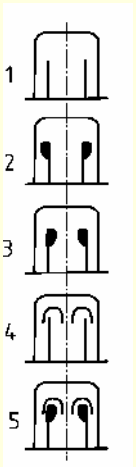
Схема и кривая	$\frac{h}{a_0}$										
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	–	10	7,3	6,0	5,2	4,6	4,3	4,2	4,0	4,0	4,0
2	8,8	6,6	5,2	4,4	3,9	3,6	3,4	3,3	3,4	3,4	3,9
3	7,0	4,7	3,7	3,2	2,7	2,5	2,4	2,4	2,5	2,6	2,7
4	–	3,8	2,3	1,7	1,4	1,3	1,3	1,3	1,4	1,5	1,7
5	3,0	1,7	1,2	1,0	0,9	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2	1.4

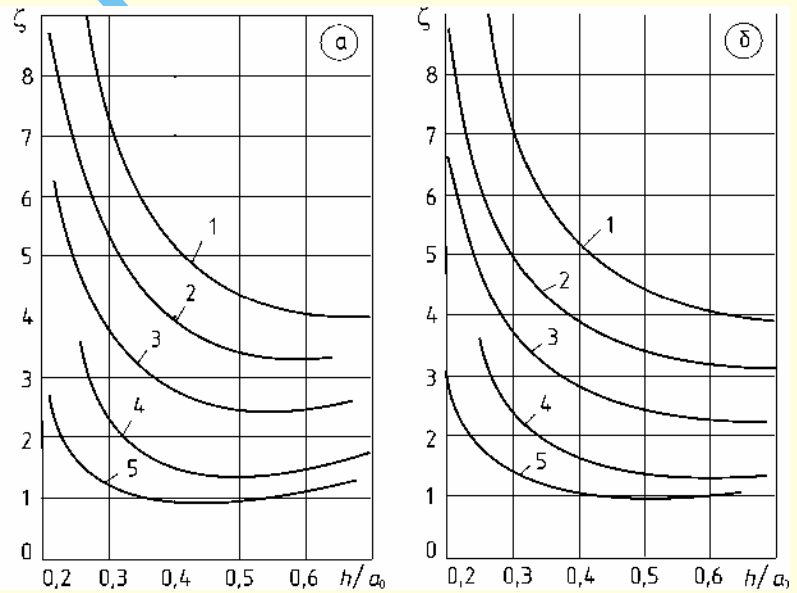
Б. С плоской рассечкой: ζ см. график *б*

Значения ζ

Схема и кривая	$\frac{h}{a_0}$										
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	–	9,7	7,3	6,0	5,2	4,7	4,4	4,2	4,0	4,0	3,9
2	8,7	6,5	5,0	4,3	3,8	3,5	3,3	3,2	3,2	3,1	3,0
3	6,6	4,6	3,6	3,1	2,7	2,5	2,3	2,3	2,2	2,2	2,2
4	–	3,6	2,3	1,7	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
5	3,0	1,7	1,3	1,1	1,0	1,0	0,9	0,9	0,9	1,0	1,0

Схема





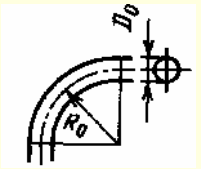
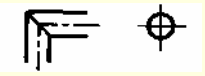
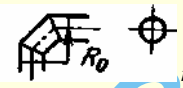
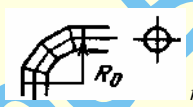
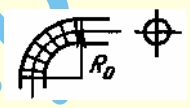
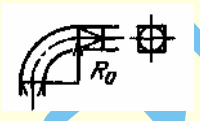
Справочник по гидравлике

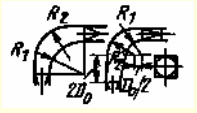
Отводы и колена в системе пневмотранспорта $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_г}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$ **[866]**	**Диаграмма 1.8.4–35**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_0 + \kappa\left(\zeta_1 - \zeta_0\right)$$

где ζ_0 – коэффициент сопротивления без транспортируемого материала;
ζ_1 – то же при транспортировании пылевидного материала с $\kappa = 1$;

($\kappa = \dfrac{m_п}{m_г}$ – коэффициент запыленности, кг/кг)

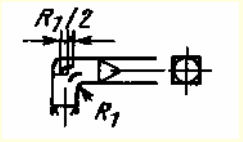
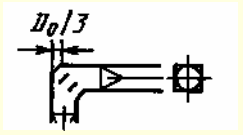
Наименование	Схема	$\dfrac{R_0}{D_0}$	ζ_0	ζ_1
Отвод круглого сечения		1,44	0,17	1,96
		3,33	0,15	1,84
		5,0	0,13	1,67
Колено круглого сечения		0,5	1,14	3,28
Составное колено круглого сечения	 $n_з = 2$	1,5	0,33	2,20
($n_з$ — число звеньев)	 $n_з = 3$	1,5	0,22	2,05
		1,64	0,20	1,94
		3,0	0,20	1,92
	 $n_з = 6$	1,5	0,19	2,05
		3,0	0,15	1,84
Отвод квадратного сечения с переходом на вписанный круг		1,5	0,23	1,98
		3,0	0,09	1,57

Наименование	Схема	Геометрические характеристики	ζ_0	ζ_1
Отвод прямоугольного сечения $A \times B$ с переходом на равновеликий круг: $A \times B = \dfrac{\pi D_0^2}{4}$		$\dfrac{B}{A} = 1{,}0$	0,15	1,51
		$\dfrac{B}{A} = 1{,}8$	0,15	1,61
Отвод переменного прямоугольного сечения с переходом с квадрата на вписанный круг		$R_1 = R_2 = 2D_0$	0,15	1,50
		$R_1 = D_0$; $R_2 = 2D_0$	0,18	1,57
Колено с переходом с вписанного круга на квадрат		$R_1 = R_2 = 0$	0,84	3,66
		$R_1 = R_2 = \dfrac{D_0}{3}$	0,56	3,17

Справочник по гидравлике

Продолжение

Отводы и колена в системе пневмотранспорта $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$ **[866]**	**Диаграмма 1.8.4–35**

Наименование	Схема
Колено с направляющими лопатками при переходе с вписанного круга на квадрат	
То же, но с направляющими пластинами	

Геометрические характеристики	ζ_0	ζ_1
$R_1 = R_2 = \frac{D_0}{3}$		
Две лопатки	0,24	1,80
Пять лопаток	0,20	1,48
Две пластины	0,35	1,87
Четыре пластины	0,33	1,82

1.8.5. Сопротивление при течении со слиянием потоков или разделением потока (коэффициенты сопротивления тройников, крестовин, распределительных коллекторов)

1.8.5.1. Пояснения и практические рекомендации

1. В справочнике рассмотрены тройники различных типов: нестандартные при $F_б + F_п = F_с$ (рис. 1.162*а* и *б*) и при $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$ (рис. 1.162*в*), стандартизованные обычной конструкции (рис. 1.162*г*) стандартизованные с узлами ответвления промышленного изготовления (рис. 1.162*д*).

2. Тройник характеризуется углом ответвления α и отношениями площадей сечения ответвлений (боковых и прямого) $\frac{F_б}{F_с}$, $\frac{F_п}{F_с}$ и $\frac{F_б}{F_п}$. В тройнике могут изменяться отношения расходов $\frac{Q_б}{Q_с}$ и $\frac{Q_п}{Q_с}$ и соответственно отношения скоростей $\frac{w_б}{w_с}$ и $\frac{w_п}{w_с}$. Тройники могут быть установлены как на участках всасывания (вытяжной тройник) при слиянии потоков, так и на участках нагнетания (приточные тройники) при разделении потока.

3. Коэффициенты сопротивления вытяжных тройников зависят от перечисленных выше параметров, а приточных тройников обычной формы (без плавных закруглений бокового ответвления и расширения или сужения обоих ответвлений) – практически только от угла ответвления α и отношений скоростей $\frac{w_б}{w_с}$ и $\frac{w_п}{w_с}$ соответственно.

Коэффициенты сопротивления тройников прямоугольного сечения впредь до уточнения здесь принимаются практически не зависящими от отношения сторон их поперечного сечения.

4. При слиянии двух одинаково направленных потоков, движущихся с различными скоростями (рис. 1.162*а*), наблюдается турбулентное смешение потоков (удар), сопровождаемое невосполнимыми потерями полного давления. В процессе смешения происходит обмен количествами движения между частицами перемещаемой среды, обладающими различными скоростями. Этот обмен способствует выравниванию поля скоростей потока. При этом струя с большей скоростью теряет часть кинетической энергии, передавая ее струе, движущейся с меньшей скоростью.

5. Разность полных давлений между сечениями до и после смешения для струи, движущейся с большими скоростями, всегда большая положительная величина. Эта разность тем больше, чем значительнее часть энергии, передаваемая ею струе, движущейся с меньшими скоростями. Поэтому коэффициент сопротивления, определяемый как отношение указанной разности полных давлений к среднему скоростному давлению в данном сечении, всегда величина положительная. Запас энергии струи, движущейся с меньшими скоростями, при смешении увеличивается. Следовательно, разность полных давлений и соответственно коэффициент сопротивления ответвления, в котором поток движется с меньшей скоростью, могут иметь и отрицательные значения.

6. На практике в тройнике ответвление присоединяется к сборному рукаву сбоку (боковое ответвление) под некоторым углом α (см. рис. 1.162*б* и *в*). В этом случае к потерям в тройнике прибавляются потери на поворот потока, которые происходят главным образом из-за отрыва потока от внутренней стенки, сжатия струи в месте поворота и последующего ее расширения (см. рис. 1.162*б*). Сжатие струи и ее расширение происходят в месте слияния потоков и, следовательно, сказываются на потерях не только в боковом ответвлении, но и в прямом проходе.

7. Если ответвления имеют не цилиндрическую, а коническую форму или внезапное расширение, то возникают потери на расширение потока (потери в диффузоре или на «удар»). Если боковое ответвление снабжено плавным поворотом, добавляются еще потери в нем.

В общем случае основные потери в вытяжном тройнике складываются из потерь на турбулентное смешение двух потоков, обладающих различными скоростями («удар»), потерь на поворот потока при выходе его из бокового ответвления в сборный рукав, потерь на расширение потока в диффузорной части и потерь в плавном отводе.

8. Характер потока в приточном тройнике при разделении на две струи (боковое ответвление и прямой проход) меняется с изменением отношения скоростей $\frac{w_б}{w_п}$ или расходов $\frac{Q_б}{Q_п}$ [517].

Справочник по гидравлике

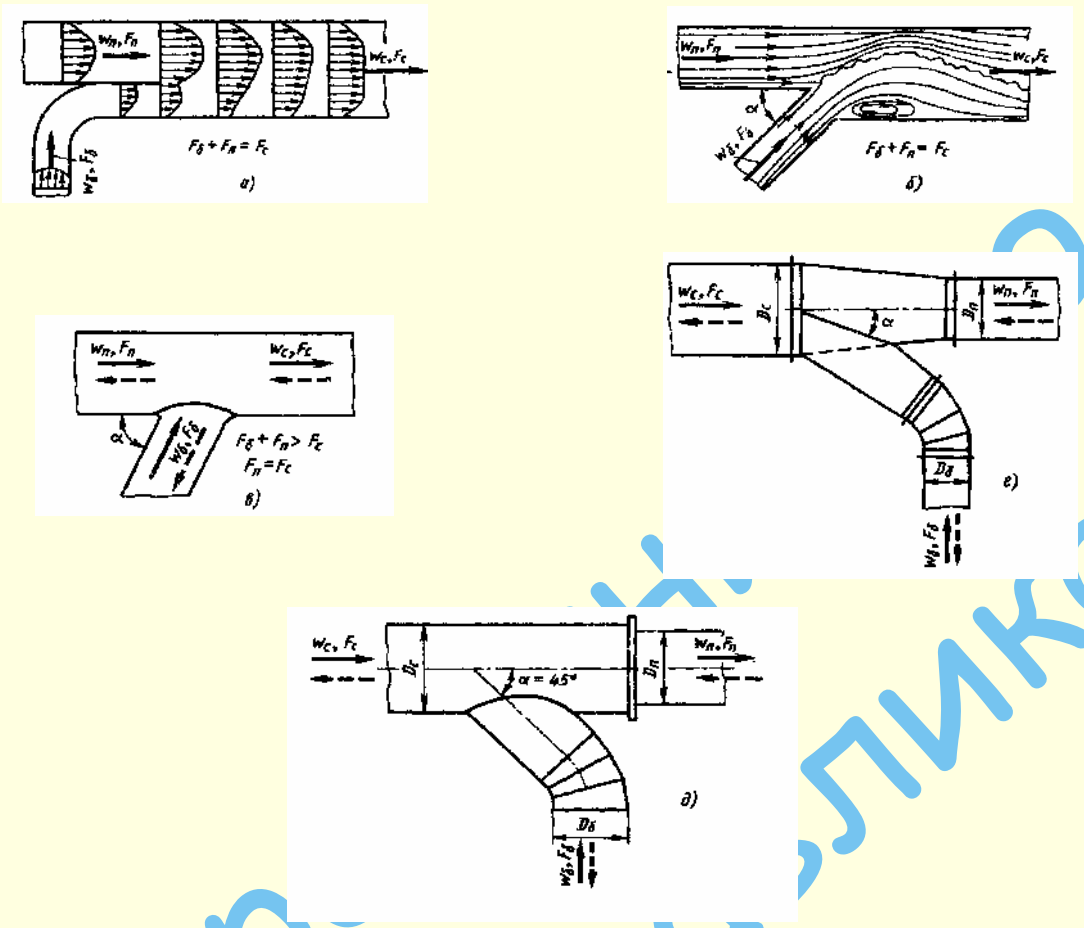


Рис. 1.162. Схемы тройников:
а – с одинаковым направлением потоков при $F_б + F_п = F_с$; *б* и *в* – с потоком, направленным под углом α соответственно при $F_б + F_п = F_с$ и при $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; *г* – стандартизованные; *д* – с узлами ответвления промышленного изготовления

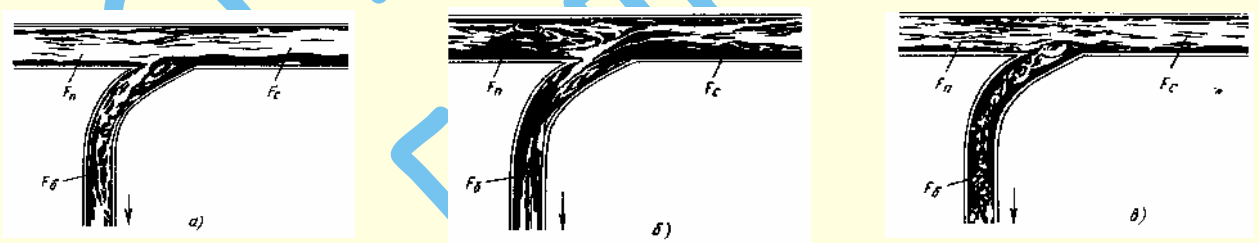


Рис. 1.163. Спектры потока в приточных тройниках: [517]
а – $Q_б < Q_п$; *б* – $Q_б \geq Q_п$; *в* – $Q_б = 04$

9. При $Q_б < Q_п$ за поворотом при входе потока в боковое ответвление образуется большая вихревая зона (значительно большая, чем при повороте потока). Этому способствует диффузорный эффект, т. е. образование большого положительного градиента давления в месте разветвления тройника, где площадь сечения резко увеличивается по сравнению с площадью ответвления. Большой градиент давления вызывает частичный отрыв потока также и от противоположной прямой стенки, относящейся к прямому проходу (рис. 1.163*а*). Обе зоны отрыва потока от стенки обусловливают местное сжатие струи как в боковом, так и в прямом ответвлении. За сжатием следует расширение потока.

10. При $Q_б \geq Q_п$ поток более интенсивно отрывается от наружной стенки прямого прохода, а также от стенки бокового ответвления за поворотом (рис. 1.163*б*).

11. При $Q_б = 0$ во входном отверстии бокового ответвления образуется вихревая зона (рис. 1.163*в*), которая вызывает местное сжатие струи, идущей в прямой проход, с последующим ее расширением.

12. Распределение скоростей в боковых ответвлениях и прямых проходах приточного тройника при α = 90° и $F_б = F_п - F_с$ для случаев $\frac{Q_б}{Q_с} = 0{,}5$ и $\frac{Q_б}{Q_с} = 1{,}0$, полученное О. И. Асланьяном и др. [37], показано соответственно на рис. 1.164 и 1.165. Эти характеристики даны в виде профилей и полей осевых составляющих скоростей в сечениях на различных относительных расстояниях от места пересечения осей тройника.

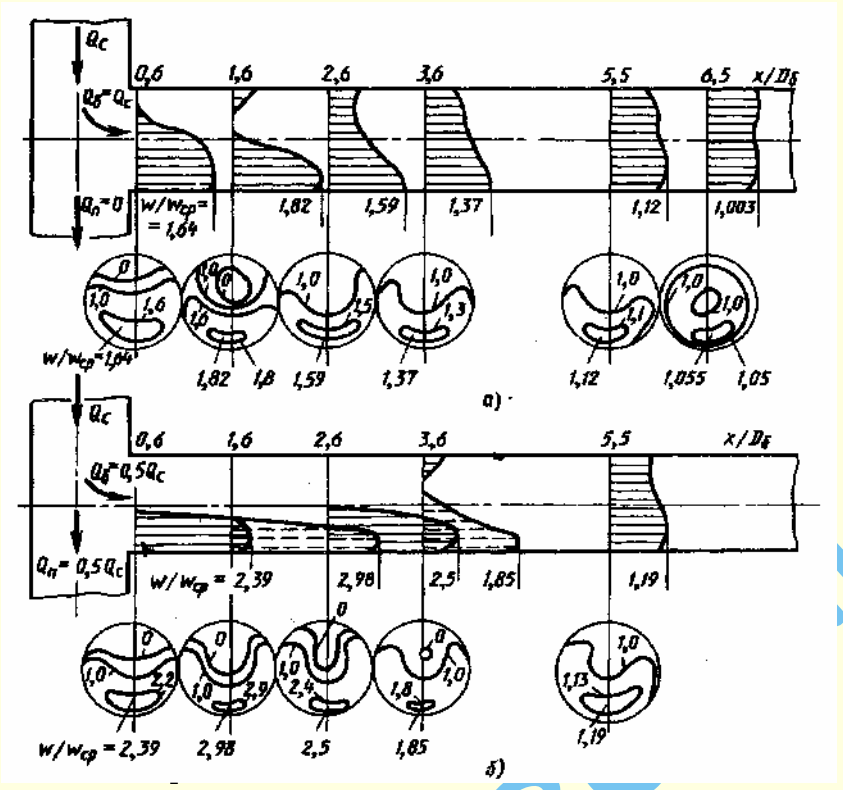


Рис. 1.164. Профили и поля осевых составляющих скоростей в боковом ответвлении прямого равнопроходного тройника [37]:
а – $Q_б = Q_с$; $Q_п = 0$; *б* – $Q_б = 0{,}5Q_с$; $Q_п = 0{,}5Q_с$

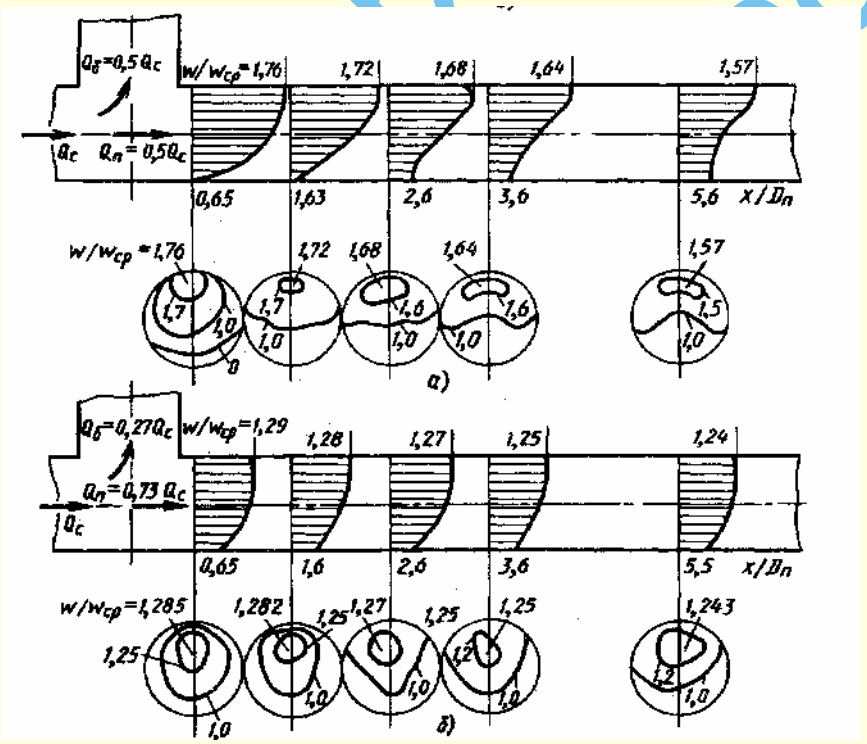


Рис. 1.165. Профили и поля осевых составляющих скоростей в проходе прямого равнопроходного тройника [37]:
а – $Q_б = 0{,}5Q_с$; $Q_п = 0{,}5Q_с$; *б* – $Q_б = 0{,}27Q_с$; $Q_п = 0{,}73Q_с$

13. Потери в приточном тройнике в основном складываются из потерь на удар при внезапном расширении в месте разделения потока, потерь на поворот потока в боковом ответвлении, потерь в плавном отводе бокового ответвления и потерь на внезапное сужение прохода (индустриальный тройник).

14. При некоторых отношениях расходов $\frac{Q_б}{Q_с}$ коэффициент сопротивления прямого прохода может иметь отрицательное значение, т. е. в этом ответвлении может возрасти энергия потока. Это объясняется тем, что при разделении потока в боковое ответвление отходит часть медленно текущего слоя, прилегающего к стенке, и энергия единицы объема среды, перемещаемой в прямом проходе, оказывается большей, чем в боковом ответвлении.

Кроме того, при боковом отводе потока отделяющаяся масса отдает часть количества движения потоку в прямом проходе.

Возрастание энергии в прямом проходе сопровождается увеличением потерь в боковом ответвлении, так что течение в целом сопровождается невосполнимыми потерями давления.

15. Коэффициенты сопротивления нестандартизованных вытяжных тройников обычной формы (без закруглений и расширения или сужения бокового ответвления или прямого прохода) могут быть вычислены по формулам С. Р. Левина [392] и В. Н. Талиева [595], в которые внесены поправочные коэффициенты, полученные путем сопоставления расчета с опытами С. Р. Левина [392], Гарделя [824], Кинне [872], Петермана [944] и Фогеля [1036].

Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2} = A\left[1+\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2 - 2\frac{F_п}{F_с}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2 - 2\frac{F_б}{F_с}\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2 \cos\alpha\right] + K_б$$

или

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2} = A\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \cos\alpha\right] + K_б. \qquad (1.273)$$

Для тройников типа $F_б + F_п > F_с$, $F_п = F_с$ при всех α значение A см. табл. 1.51, полученную В. П. Зубовым на основе обработки опытных данных Гарделя [824]. Величина $K_б$ во всех случаях равна нулю. Для тройников типа $F_б + F_п = F_с$ значение $A = 1$, а $K_б$ принимается по табл. 1.52.

Таблица 1.51

Значения A

$\frac{F_б}{F_с}$	$\le 0{,}35$	$> 0{,}35$	
$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\le 1{,}0$	$\le 0{,}4$	$> 0{,}4$
A	1,0	$0{,}9\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)$	0,55

Таблица 1.52

Значения $K_б$ и $K''_п$ для тройников типа $F_б + F_п = F_с$

α°	$\frac{F_б}{F_с}$							
	0,10		0,20		0,33		0,5	
	$K_б$	$K''_п$	$K_б$	$K''_п$	$K_б$	$K''_п$	$K_б$	$K''_п$
15	0	0	0	0	0	0,14	0	0,40
30	0	0	0	0	0	0,17	0	0,35
45	0	0,05	0	0,14	0	0,14	0	0,30
60	0	0	0	0	0	0,10	0,10	0,25
90	0	0	0,10	0	0,20	0	0,25	0

Прямой проход

Для тройников типа $F_б + F_п > F_с$, $F_п = F_с$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2} = 1-\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-\left(1{,}4-\frac{Q_б}{Q_с}\right)\times \times\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \sin\alpha - 2K'_п\frac{F_с}{F_б}\frac{Q_б}{Q_с}\cos\alpha, \quad (1.274)$$

где $K'_п$ см. табл. 1.53

Таблица 1.53

Значения $K'_п$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\le 0{,}35$	$> 0{,}35$	
$\frac{Q_б}{Q_с}$	0 – 10	$\le 0{,}6$	$> 0{,}6$
$K'_п$	$0{,}8\frac{Q_б}{Q_с}$	0,5	$0{,}8\frac{Q_б}{Q_с}$

Для тройников типа $F_б + F_п = F_с$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2} = 1+\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2-2\frac{F_п}{F_с}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2- -2\frac{F_б}{F_с}\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2\cos\alpha + K''_п$$

или

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1+\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2- -2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2-2\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\cos\alpha + K''_п,$$

где $K''_п$ см. табл. 1.52.

16. Коэффициенты сопротивления нестандартизованных приточных тройников нормальной формы при турбулентном течении могут быть вычислены по формулам С. Р. Левина [389] и В. Н. Талиева [595], в которые внесены поправочные коэффициенты, полученные путем сопоставления расчета с опытными данными [389, 824, 872, 944, 1036].

Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A'\left[1+\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2- -2\frac{w_б}{w_с}\cos\alpha\right]-K'_б\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2$$

или

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A'\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_б}{F_с}\right)^2- -2\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\cos\alpha\right]-K'_б\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2, \quad (1.275)$$

где $K'_б$ – коэффициент сжатия потока.

Для тройников типа $F_б + F_п > F_с$, $F_п = F_с$ величину A' см. табл. 1.54, а $K'_б$ принимается равной нулю.

Таблица 1.54

Значения A'

$\frac{F_б}{F_с}$	$\le 0{,}35$		$> 0{,}35$	
$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\le 0{,}4$	$\ge 0{,}4$	$\le 0{,}6$	$> 0{,}6$
A'	$1{,}1-0{,}7\frac{Q_б}{Q_с}$	0,85	$1{,}0-0{,}6\frac{Q_б}{Q_с}$	0,6

Для тройников типа $F_б + F_п = F_с$, значение $A' = 1{,}0$ и $K'_б$ см. табл. 1.55.

Таблица 1.55

Значения $K'_б$

α°	15	30	45	60	90
$K'_б$	0,04	0,16	0,36	0,64	1,0

Прямой проход

Для тройников типа $F_б + F_п > F_с$, $F_п = F_с$ (в пределах $\frac{w_п}{w_с} \le 1{,}0$)

$$\zeta_{сп} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = \tau_п\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2, \quad (1.276)$$

где $\tau_п$ см. диаграмму 1.8.5–20.

Справочник по гидравлике

Для тройников типа $F_б + F_п = F_с$ $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{w_п}{w_с}\right)$ см. диаграмму 1.8.5–20.

17. Независимость коэффициента сопротивления приточных тройников нормальной формы от отношений площадей $\frac{F_б}{F_с}$ и $\frac{F_п}{F_с}$ позволяет при графическом выражении этих коэффициентов в функции $\frac{w_б}{w_с}$ и соответственно $\frac{w_п}{w_с}$ $\left(\text{а не } \frac{Q_б}{Q_с} \text{ и } \frac{Q_п}{Q_с}\right)$ получить обобщенные кривые. Поэтому в 1.8.5 в отдельных случаях кривые сопротивления даются в виде $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{w_б}{w_с}\right)$ и соответственно $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{w_п}{w_с}\right)$, хотя большинство кривых приведено в виде $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ и $\zeta_{с.п} = f\frac{Q_п}{Q_с}$.

18. Коэффициенты сопротивления стандартизованных тройников и тройников с узлами ответвления индустриальной конструкции могут быть вычислены при турбулентном течении по экстраполяционным формулам Л. С. Клячко и Л. Б. Успенской [340] (см. диаграммы 1.8.5–15 – 1.8.5–17, 1.8.5–25, 1.8.5–26).

19. Между коэффициентами сопротивления тройников, приведенными к средней скорости в сборном рукаве и к средней скорости в ответвлениях, существует простая связь[1]:

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

и

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}.$$

Общий коэффициент сопротивления тройника, приведенный к кинетической энергии в сборном рукаве [257 и 940],

$$\zeta_{общ} \equiv \frac{Q_б}{Q_с}\zeta_б + \frac{Q_п}{Q_с}\zeta_п.$$

20. Сопротивление тройников обычной формы может быть заметно снижено, если несколько скруглить место стыка бокового ответвления со сборным рукавом. При этом для вытяжных тройников следует скруглить угол поворота потока (r_1 на рис. 1.166). Для приточных тройников скругление следует выполнять также и на разделяющей кромке (r_2 на рис. 1.166); оно делает поток более устойчивым и уменьшает возможность его отрыва от этой кромки.

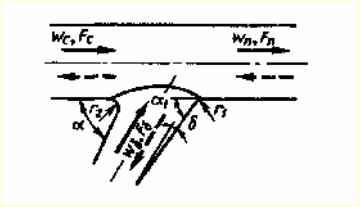


Рис. 1.166. Схема тройника улучшенной формы

Практически скругление кромок сопряжения образующих бокового ответвления и основного трубопровода достаточно при $\frac{r}{D_с} = 0{,}2 \div 0{,}3$ [242].

[1] Имеется в виду несжимаемая жидкость.

21. Предложенные выше формулы расчета коэффициентов сопротивления тройников и соответствующие им графические и табличные данные на диаграммах 1.8.5–2 относятся к тщательно изготовленным (точеным) тройникам. Производственные дефекты в тройниках, допущенные при их изготовлении [«провалы» бокового ответвления и «перекрытие» его сечения неправильным вырезом стенки в прямом участке (сборном рукаве, основном трубопроводе) для присоединения бокового ответвления], становятся источником резкого увеличения гидравлического сопротивления. Особенно значительно возрастание сопротивления боковых ответвлений, если диаметр выреза в основном трубопроводе для бокового ответвления меньше его диаметра.

22. Повышенное сопротивление получается также в тройниках, изготовленных из кровельной стали, отдельные детали которых соединены между собой с помощью лежачего фальца (см. диаграмму 1.8.5–22).

23. Эффективно снижает сопротивление как вытяжных, так и приточных тройников постепенное расширение (диффузор) бокового ответвления, которое заметно снижает потери как вследствие относительного уменьшения скорости потока в расширенном сечении, так и вследствие уменьшения истинного угла поворота потока при одном и том же номинальном угле разветвления тройника ($\alpha_1 < \alpha$ на рис. 1.166). Сочетание скругления и среза кромки и расширения бокового ответвления еще больше снижает сопротивление тройника.

Наименьшее сопротивление имеют тройники с боковыми ответвлениями в виде плавных отводов (рис. 1.167), и там, где это практически возможно, следует применять тройники с малыми углами ответвления (до 60°).

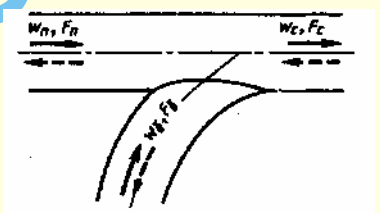


Рис. 1.167. Схема тройника с плавным отводом

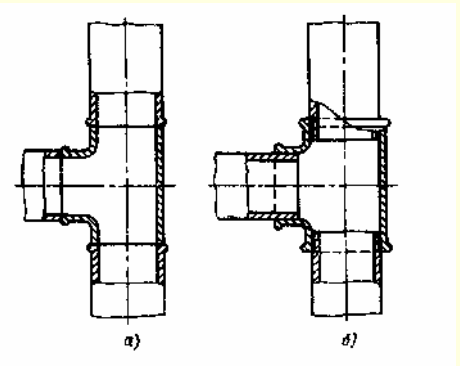


Рис. 1.168. Схема кольцевого выступа в стандартном тройнике: *а* – сварной тройник; *б* – соединение труб в тройнике на резьбе

24. В вытяжных тройниках при $\frac{Q_б}{Q_с} \le 0{,}8$ и соединении ответвлений на резьбе значения коэффициентов сопротивления получаются больше на 10 – 15%, чем при выполне-

Справочник по гидравлике

нии этого соединения сглаженным. При $\frac{Q_б}{Q_с} > 0{,}8$ наблюдается обратное явление: коэффициент сопротивления обработанного тройника на 10 – 15 % больше, чем при соединении ответвлений на резьбе [234, 235]. Это объясняется, вероятно, тем, что образование участка расширения сечения в области соединения ответвлений на резьбе (рис. 1.168) создает условие, подобное ступенчатому диффузору, при котором достигается уменьшение сопротивления по сравнению с диффузором с прямолинейными стенками (см. 1.8.3).

В приточных тройниках при соединении ответвлений на резьбе значения коэффициентов $\zeta_{с.б}$ остаются практически такими же, как и для обработанных тройников. Значения $\zeta_{с.п}$ получаются соответственно выше [234, 235].

25. Значения коэффициентов сопротивления тройников возрастают с увеличением приведенной скорости потока в сборном рукаве $\lambda_с = \frac{w_с}{a_{кр}}$. Зависимости $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ от $\lambda_с$, приведенные в работе [631] для некоторых тройников, даны на диаграмме 1.8.5–24.

26. При турбулентном течении $\left(\mathrm{Re}_с = \frac{w_с D_с}{\nu} \geq 4000\right)$ коэффициенты сопротивления тройников мало зависят от числа Рейнольдса. Незначительное снижение $\zeta_{с.б}$ с ростом $\mathrm{Re}_с$; наблюдается только в вытяжных тройниках [234, 235].

27. При переходе от турбулентного к ламинарному течению в пределах $\mathrm{Re}_с = 2\cdot10^3 \div 3\cdot10^3$ происходит скачкообразное возрастание коэффициента $\zeta_{с.б}$ как вытяжных, так и приточных тройников (рис. 1.169). То же самое происходит с коэффициентом $\zeta_{с.п}$ приточного тройника. Для вытяжного тройника такой скачок коэффициента $\zeta_{с.п}$ имеет место при ($\alpha > 60°$ и $\frac{F_б}{F_с} = 1$; при $\alpha = 45°$ и $\frac{F_б}{F_с} = 1$ возрастания $\zeta_{с.п}$ не происходит – он не зависит от $\mathrm{Re}_с$. В случае $\alpha = 30°$ и $\frac{F_б}{F_с} = 1{,}0$ наблюдается даже резкое уменьшение $\zeta_{с.п}$ при переходе от турбулентного к ламинарному течению [234, 235].

28. При ламинарном течении значения коэффициентов сопротивления тройников существенно зависят от относительной длины прямого входного участка $\frac{l_0}{D_0}$, возрастая с увеличением этой длины в пределах стабилизации профиля скорости, как это имеет место и для отводов (см. 1.8.4.1) [234, 235].

29. Выражение для коэффициента сопротивления тройников при ламинарном течении имеет вид, предложенный В. П. Зубовым [234, 235]:

$$\zeta^{л} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2} = \left[(N-1)k_1 + 1\right]\zeta^{т} + \frac{A}{\mathrm{Re}_с}, \qquad (1.277)$$

где $N = \frac{1}{F_с}\int_{F_с}\left(\frac{w}{w_с}\right)^3 dF$ – коэффициент кинетической энергии (Кориолиса) потока в сечении $c – c$; k_1 – поправочный коэффициент; индексы л и т обозначают соответственно ламинарное и турбулентное течение.

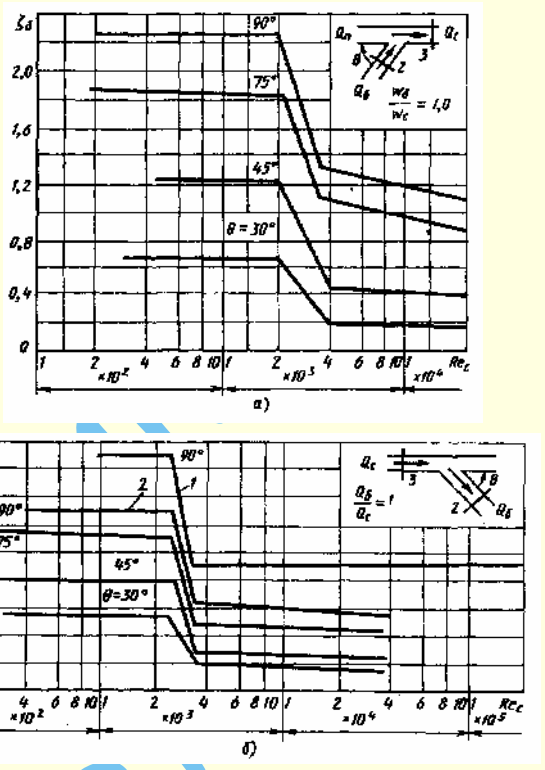


Рис. 1.169. Зависимость коэффициентов сопротивления $\zeta_б$ тройников от числа Re [234]:
а – вытяжные тройники; *б* – приточные тройники

30. Для вытяжного тройника при ламинарном течении $N = 2$, а для бокового ответвления $k_1 = 1$, так что согласно (1.277)

$$\zeta^{л}_{с.б} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_с^2/2} = 2\zeta^{т}_{с.б} + \frac{A}{\mathrm{Re}_с}, \qquad (1.278)$$

где $\zeta^{т}_{с.б} = \zeta_{с.б}$ см. (1.273); A – величина, зависящая от параметров α, $\frac{Q_б}{Q_с}$ и $\frac{F_б}{F_с}$, но численное ее значение пока не установлено; ориентировочно $A \approx 150$.

Для прямого прохода согласно данным [234, 235]

$$\zeta^{л}_{с.п} = 2\zeta^{л}_{с.б} + a_0\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \left(1{,}6 - 0{,}3\frac{F_б}{F_с}\right)\left(\frac{F_с}{F_б}\cdot\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2,$$

где $\zeta^{л}_{с.б}$ см. (1.278); α_0 см. табл.1.56.

Таблица 1.56

Значения α_0

$\frac{F_б}{F_с}$	$\leq 0{,}35$	$> 0{,}35$	
$\frac{Q_б}{Q_с}$	0 – 1,0	$\leq 0{,}2$	$> 0{,}2$
a_0	$1{,}8 - \frac{Q_б}{Q_с}$	$1{,}8 - 4\frac{Q_б}{Q_с}$	$1{,}2 - \frac{Q_б}{Q_с}$

Справочник гидравлика

31. Для приточного тройника при ламинарном течении (N = 2) коэффициент сопротивления бокового ответвления согласно (1.277)

$$\zeta_{\text{с.б}}^{\text{л}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{\text{с}}^2/2} = (k_1+1)\zeta_{\text{с.б}}^{\text{т}} + \frac{A}{\text{Re}_{\text{с}}},$$

где $\zeta_{\text{с.б}}^{\text{т}} = \zeta_{\text{с.б}}$ см. (1.275); ориентировочно $A \approx 150$; k_1 см. табл. 1.57 $\left(\text{при } \frac{F_{\text{б}}}{F_{\text{с}}}\right)$ [1].

Для прямого прохода тройника N = 2 и k_1 = 2, так что согласно (1.277)

$$\zeta_{\text{с.п}}^{\text{л}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{\text{с}}^2/2} = 3\zeta_{\text{с.п}}^{\text{т}} + \frac{A}{\text{Re}_{\text{с}}},$$

где $\zeta_{\text{с.п}}^{\text{т}} = \zeta_{\text{с.б}}$ см. (1.276); ориентировочно $A \approx 33$.

32. В равносторонних (симметричных) тройниках, которые применяются на практике в условиях противотока (слияния) (см. диаграмму 1.8.5–29), коэффициенты сопротивления обоих ответвлений практически совпадают.

33. При наличии перегородки в месте соединения двух боковых ответвлений симметричного тройника до слияния в сборном рукаве оба потока движутся независимо один от другого. После слияния в сборном рукаве происходит обычное турбулентное перемешивание потоков, движущихся с различными скоростями. Потери в тройнике при этом складываются из потерь при смешении (удар) и потерь при повороте на 90°.

Таблица 1.57

Значения k_1

$\frac{Q_{\text{б}}}{Q_{\text{с}}}$	α°			
	30	45	60	90
При $\frac{F_{\text{б}}}{F_{\text{с}}} \le 1$				
0	0,9	0,9	0,9	0,9
0,2	1,8	1,8	1,5	1,1
0,4	3,4	2,9	2,2	1,3
0,6	6,1	4,3	3,0	1,5
0,8	7,2	4,3	2,7	1,4
1,0	6,0	3,6	2,3	1,3
При $\frac{F_{\text{б}}}{F_{\text{с}}} \gtrless 1$				
До 0,4	0,9	0,9	0,9	0,9
Св. 0,4	0	0	0	0,9

34. Для части потока, движущегося в одном из ответвлений с меньшей скоростью, коэффициент сопротивления может иметь отрицательное значение, как и в обычном вытяжном тройнике (вследствие приобретения дополнительной энергии от потока, движущегося с большими скоростями).

[1] При других значениях $\frac{F_{\text{б}}}{F_{\text{с}}}$ коэффициент k_1 пока неизвестен.

При отсутствии перегородки характер потока в симметричном тройнике менее четок. Перепад давлений до и после слияния потоков в основном отражает потери, общие для обоих ответвлений, величина которых положительна при любых отношениях скоростей (расходов) в ответвлении и сборном рукаве $\frac{w_{\text{б}}}{w_{\text{с}}}\left(\frac{Q_{\text{б}}}{Q_{\text{с}}}\right)$ и близка к потерям в колене с расширением.

35. Коэффициент сопротивления каждого ответвления симметричного тройника при слиянии можно вычислить по формуле С.Р. Левина [393]:

$$\zeta_{\text{с.б}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{б}}}{\rho w_{\text{с}}^2/2} = 1 + k_1\left(\frac{F_{\text{с}}}{F_{\text{б}}}\right)^2 + 3\left(\frac{F_{\text{с}}}{F_{\text{б}}}\right)^2\left[\left(\frac{Q_{\text{б}}}{Q_{\text{с}}}\right)^2 - \frac{Q_{\text{б}}}{Q_{\text{с}}}\right].$$

36. Если симметричный тройник установлен на участке нагнетания (разделения), условия протекания потока в нем примерно такие же, как и при обычном повороте. Поэтому потери в этом тройнике можно определять приближенно по данным для колен с различными отношениями сторон $\frac{b_1}{b_0}$. Коэффициент сопротивления рассматриваемого тройника можно вычислить по формуле [393]

$$\zeta_{\text{с.б}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{\text{с}}^2/2} = 1 + k_1\left(\frac{w_{\text{б}}}{w_{\text{с}}}\right)^2,$$

где $k_1 \approx 1{,}5$ для стандартных тройников из ковкого чугуна на резьбе; $k_1 \approx 0{,}3$ – для сварных тройников.

37. Симметричный тройник может быть выполнен с плавными отводами («ласточкин хвост»), и тогда сопротивление его может быть значительно снижено.

38. Коэффициент сопротивления вытяжных симметричных тройников при α < 90° и $F_{\text{с}} = 2F_{\text{б}}$ можно найти по формуле [393]

$$\zeta_{\text{с.б}} \equiv \frac{\Delta p_{\text{б}}}{\rho w_{\text{с}}^2/2} = 4\frac{Q_{\text{б}}}{Q_{\text{с}}}\left(0{,}9 + \cos^2\alpha\right) + \left(\frac{Q_{\text{б}}}{Q_{\text{с}}}\right)^4\left[1 + \left(\frac{Q_{\text{с}}}{Q_{\text{б}}} - 1\right)^4\right]\left(1 - \cos^2\alpha\right) - 4\left(\frac{Q_{\text{б}}}{Q_{\text{с}}}\right)^2\cos^2\alpha - 4\left(0{,}2 + 0{,}5\cos^2\alpha\right).$$

39. Коэффициент сопротивления приточных симметричных тройников при α < 90° и $F_{\text{с}} = 2F_{\text{б}}$ можно вычислить ориентировочно, так же как для бокового ответвления обычного тройника типа $F_{\text{б}} + F_{\text{п}} = F_{\text{с}}$ по диаграмме 1.8.5–19.

40. На диаграмме 1.8.5–31 приведены значения коэффициентов сопротивления симметричных тройников типа $F_{\text{б}} = F_{\text{п}} = F_{\text{с}}$ при α = 45°. Эти данные получены экспериментально [856] для тройников с ответвлениями, соединенными как впритык (рис. 1.170*а*), так и не вплотную друг к другу, на резьбе (рис. 1.170*б* и *в*). Последние испытаны в двух вариантах: при полном завинчивании ответвлений (рис. 1.170*б*, δ = 0) и неполном завинчивании их (рис. 1.170*в*, $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$). Для случая соединения впритык в той же работе получены аппроксимационные формулы расчета коэффициентов (см. указанную диаграмму).

Справочник ГидроВлияние

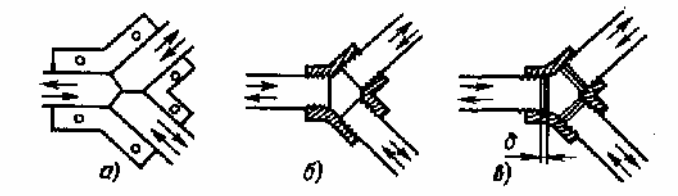


Рис. 1.170. Тройники симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$ [856]: *а* – ответвления впритык; *б* – ответвления на резьбе при δ = 0; *в* – ответвления на резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$

41. Характер потока в крестовинах в основном аналогичен потоку в тройниках.

Коэффициенты сопротивления крестовин с площадью $F_п = F_с$ при слиянии потоков (см. диаграммы 1.8.5–33 – 1.8.5–37) можно определить приближенно [390, 391]:

при одном из боковых ответвлений (например, № 1)

$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2 - 8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 \frac{\left[\frac{Q_с}{Q_{1б}} - \left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4 - \left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_с}} - 2\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 \frac{F_с}{F_{1б}}\left[1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]\cos\alpha;$$

при другом боковом ответвлении ($\zeta_{2с.б}$) индексы 1 и 2 меняются местами:

при прямом проходе

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2 - \left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2 \frac{1+\frac{Q_п}{Q_с}}{\left(0{,}75+0{,}25\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2} - 2\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2 \frac{F_с}{F_{1б}}\cdot\frac{1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}{\left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}\left(\frac{Q_с}{Q_п}-1\right)^2\cos\alpha.$$

42. Для определения коэффициентов сопротивления вытяжных сварных крестовин цилиндрических трубопроводов для пара, воды и т. п. при α = 90° рекомендуются следующие формулы [390, 391]:

при одном из боковых ответвлений (например, № 1)

$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2} = 1{,}15 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2 - 8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 \frac{\left[\frac{Q_с}{Q_{1б}} - \left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4 - \left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_с}};$$

при прямом проходе

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1{,}2 + \left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2 - \left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2 \frac{1+\frac{Q_п}{Q_с}}{\left(0{,}75+0{,}25\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2}.$$

Для стандартных крестовин из ковкого чугуна при $\frac{Q_п}{Q_с} > 0{,}7$ к значениям $\zeta_{с.п}$ прибавляется величина

$$\Delta\zeta_{с.п} = 2{,}5\left(\frac{Q_п}{Q_с} - 0{,}7\right).$$

43. Коэффициенты сопротивления крестовин при делении потока (приточные крестовины) определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 1.8.5–18 – 1.8.5–20.

Для прямых приточных крестовин (α = 90°), выполненных из кровельной стали (отдельные детали которых соединялись между собой с помощью лежачего фальца), значения коэффициентов сопротивления, полученные на основании экспериментов, проведенных М. Л. Сосиным и Л. И. Неймарк [567] при турбулентном течении, приведены на диаграмме 1.8.5–38.

44. При близком расположении одного бокового ответвления тройника от другого сказывается их взаимное влияние. Это относится особенно к вытяжным тройникам. Степень влияния первого тройника на второй зависит как от относительного расстояния между ними, так и от отношения расходов $\frac{Q_б}{Q_с}$.

45. Пока нет достаточных данных по определению поправок на взаимное влияние для всех типов тройников; для ориентировочного учета этого влияния в случае всасывания (вытяжки) можно воспользоваться результатами опытов Э. В. Бездеткиной [63].

Значения поправочных коэффициентов k_2, представляющих собой отношение коэффициента сопротивления $\zeta_{б2}$ второго бокового ответвления к коэффициенту сопротивления $\zeta_{б1}$ первого ответвления, приведены в табл. 1.58 для различных относительных расходов $\frac{Q_б}{Q_с}$ и различных относительных расстояний $\frac{l_к}{D_с}$ между соседними ответвлениями.

Таблица 1.58

Значения k_2

$\frac{l_к}{D_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$			
	≤ 0,1	0,2	0,3	0,4
0 – 3	1,0	0,75	0,70	0,66
4	1,0	0,83	0,77	0,74
6	1,0	0,96	0,88	0,83
8	1,0	1,0	0,91	0,93
9	1,0	1,0	1,0	1,0

46. При малых относительных расходах $\left(\frac{Q_б}{Q_с} \le 0{,}1\right)$ взаимное влияние тройников ничтожно мало ($k_2 \approx 1{,}0$

Справочник по гидравлике

см. табл. 1.58). Поэтому в случае большого числа боковых ответвлений, при котором отношения $\frac{Q_б}{Q_с}$ для каждого отдельного ответвления малы, взаимным влиянием практически можно пренебречь и значения коэффициентов сопротивления каждого из них принимать, как для изолированного тройника.

Некоторые дополнительные данные по взаимному влиянию тройника см. 1.8.10 (подраздел «Взаимное влияние местных гидравлических сопротивлений»).

47. К участкам типа тройников относятся также раздающие и собирающие коллекторы (см. диаграммы 1.8.5–39 – 1.8.5–43). Основные требования, предъявляемые к таким коллекторам, – это равномерная раздача и соответственно равномерный отсос потока через все их ответвления.

48. Степень равномерности раздачи (отсоса) потока (расхода) по боковым ответвлениям коллекторов зависит, как показывает теория [246, 249, 257, 274, 287], от основного определяющего критерия – «характеристики коллектора» $A_{1,2}$, являющейся функцией параметров

$$A_{1,2} = \varphi\left(\bar{f},\ \mu \text{ или } \zeta_{отв},\ \zeta_{кол}\right),$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно к раздающему и собирающему коллекторам; $\bar{f} \equiv \sum \frac{f_б}{F_н} \approx \frac{n_б f_б}{F_н}$ – относительная площадь сечений $n_б$ боковых ответвлений; $f_б$ – площадь входного сечения одного бокового ответвления, м^2; $F_н$ – площадь сечения коллектора (начальная для раздающего и конечная для собирающего), м^2;

$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{f_б}{f_а}\right)^2 + \zeta_{отв}}}$ – коэффициент расхода через боковое ответвление; $f_а$ – площадь выходного сечения конечного участка сети бокового ответвления, м^2; $\zeta_{отв} \equiv \frac{\Delta p_{отв}}{\rho w_б^2 / 2}$ – коэффициент сопротивления всего ответвления, включающего сопротивление всех примыкающих к нему участков, аппаратов или других устройств; он приведен к скорости $w_б$ в боковом ответвлении:

$$\zeta_{отв} = \zeta_б + \zeta_{уч} + \zeta_{апп},$$

где $\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2 / 2}$ – коэффициент сопротивления только бокового ответвления;

$\zeta_{уч} \equiv \frac{\Delta p_{уч}}{\rho w_б^2 / 2}$ – коэффициент сопротивления всех участков бокового ответвления после разделения (до слияния), за исключением сопротивления аппарата (устройства);

$\zeta_{апп} \equiv \frac{\Delta p_{апп}}{\rho w_б^2 / 2}$ – коэффициент сопротивления аппарата (устройства), установленного на боковом ответвлении;

$\zeta_{кол} \equiv \frac{\Delta p_{кол}}{\rho w_н^2 / 2}$ — коэффициент сопротивления раздающей (собирающей) части коллектора, приведенный к средней скорости потока $w_н$ в сечении $F_н$ коллектора.

Для практических расчетов при отсутствии каких-либо дополнительных препятствий вдоль каналов принимается

$$\zeta_{кол} \approx \frac{0{,}5\lambda L}{D_{г.н}},$$

где L – общая длина коллектора, м; $D_{г.н} = \frac{4F_н}{П_н}$ – гидравлический диаметр начального сечения раздающего канала, м.

49. При постоянном сечении коллектора и прочих равных условиях степень равномерной раздачи (отсоса) потока тем значительнее, чем больше $F_н$ (условием совершенно равномерной раздачи является $\bar{f} \to 0$).

Для получения равномерного распределения расхода без увеличения площади поперечного сечения коллектора целесообразно выполнить его сужающимся в направлении потока (коллектор переменного сечения).

Последнее может быть осуществлено различным образом: линейным изменением сечения (см. штриховые линии на схемах диаграмм 1.8.5–40 – 1.8.5–43), ступенчатым изменением сечения (рис. 1.171*а* и *б*), или путем соответствующего профилирования одной из боковых стенок (рис. 1.171*в*).

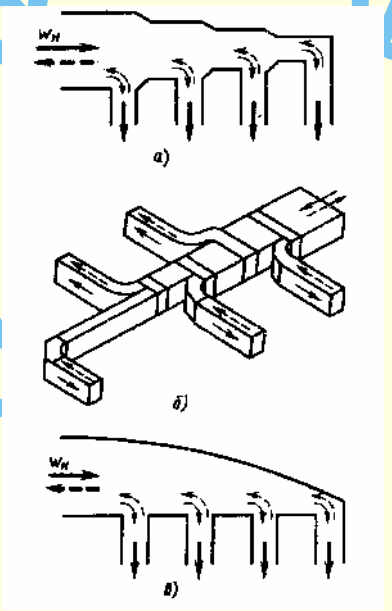


Рис. 1.171. Коллекторы переменного сечения:
а – ступенчатое изменение сечения с резким ответвлением;
б – ступенчатое изменение сечения с плавным ответвлением;
в – с профилированной боковой стенкой

Собирающий коллектор при $A_2 > 0{,}3$ не следует выполнять переменного сечения, так как при этом не только не улучшается распределение потока по ответвлениям, но даже несколько ухудшается[1].

При $A_2 < 0{,}3$ в целях снижения металлоемкости собирающий коллектор можно выполнять и переменного сечения, практически не ухудшая равномерность распределения потока по ответвлениям.

[1] В случае запыленного потока для уменьшения оседания пыли при движении вдоль собирающего коллектора скорость потока должна быть не меньше определенного предела (10–15 м/с) на всем протяжении коллектора. При этом собирающий коллектор целесообразно выполнить переменного сечения, хотя это и влечет за собой некоторое ухудшение распределения потока по ответвлениям.

Справочник по гидр

50. Общий коэффициент сопротивления изолированных (одиночных) коллекторов постоянного и переменного сечения с линейным изменением поперечного сечения канала вдоль потока определяется по интерполяционным формулам, полученным на основании опытных данных [286] и приведенным на диаграммах 1.8.5–40 – 1.8.5–41.

51. В большинстве случаев раздающие и собирающие коллекторы работают совместно (спаренные коллекторы). При этом поток в них может иметь или противоположное направление (П-образный коллектор, диаграмма 1.8.5–42), или одинаковое направление (Z-образный коллектор, диаграмма 1.8.5–43). При одинаковом сопротивлении обоих коллекторов (раздающего и собирающего) и $\zeta_{кол} < 1$ П-образный коллектор обеспечивает более равномерное распределение потока, чем Z-образный. При $\zeta_{кол} > 1$ результат получается противоположным.

52. В спаренном коллекторе Z-образной формы его раздающую часть целесообразно выполнять переменного сечения (сужение в направлении потока), собирающую часть при $A_4 > 0{,}3$[1] – постоянного сечения (см. п. 49). В П-образном коллекторе более равномерная раздача потока может быть получена в некоторых случаях при переменном сечении собирающего коллектора к его началу и при постоянном сечении раздающего коллектора.

53. Общий коэффициент сопротивления спаренных коллекторов П- и Z-образных форм с постоянным сечением обоих каналов или с переменным сечением раздающего канала и постоянным сечением собирающего канала определяется по интерполяционным формулам [286], приведенным на диаграммах 1.8.5–42 – 1.8.5–43.

54. Для уменьшения сопротивления боковых ответвлений коллектора переходные участки к ним могут быть выполнены в соответствии со схемами диаграммы 1.8.5–39. Эти участки простой конструкции и имеют минимальные коэффициенты сопротивления. Их можно принять как стандартные.

[1] A_4 – характеристика Z-образного коллектора.

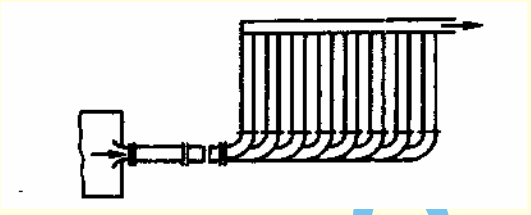


Рис. 1.172. Спаренный коллектор П-образной формы с плавными ответвлениями у раздающего коллектора

Сопротивление боковых ответвлений коллектора резко снижается при плавном их отводе (см. рис. 1.171*б* и 1.172).

55. Коэффициент сопротивления *i*-го ответвления $\zeta_{iб} \equiv \dfrac{\Delta p_{iб}}{\rho w_{iб}^2/2}$ раздающего (приточного) короба с переходными участками по схеме диаграммы 1.8.5–39 зависит только от отношения скоростей $\dfrac{w_{iб}}{w_{(i-1)с}}$.

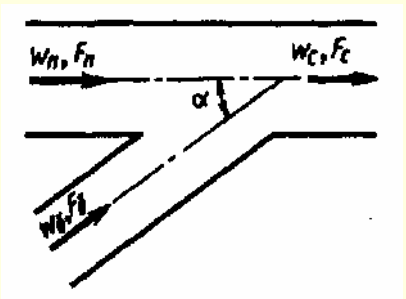
Этот коэффициент практически не зависит ни от числа Re, начиная по крайней мере со значения $Re = 10^4$, ни от отношения сторон поперечного сечения раздающего короба (в пределах $\dfrac{h}{b} = 0{,}5 \div 1{,}0$), ни от отношения площадей $\dfrac{F_б}{F_с}$.

Коэффициент сопротивления ответвления, установленного сбоку раздающего короба, меньше коэффициента сопротивления ответвления, установленного сверху или снизу этого короба, так как во втором случае поток совершает два последовательных поворота на 90° в двух взаимно перпендикулярных направлениях (см. диаграмму 1.8.5–39).

Справочник по гидравлике

1.8.5.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с;\ F_п = F_с;\ \alpha = 30^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 1**



Боковое ответвление

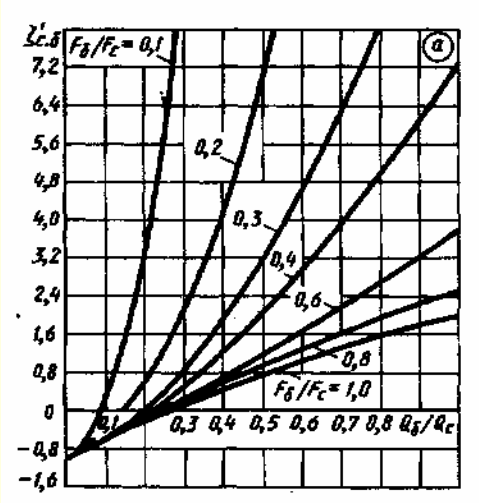
$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}7\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right] = A\zeta'_{с.б}$$

где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б} = f\left(\dfrac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $\dfrac{F_б}{F_с}$ (график *а*);

$A = f\left(\dfrac{F_б}{F_с}, \dfrac{Q_б}{Q_с}\right)$ см. табл. 1.51; $\zeta_б \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \dfrac{\zeta_{с.б}}{\left(\dfrac{Q_б}{Q_с}\dfrac{F_с}{F_б}\right)^2}$

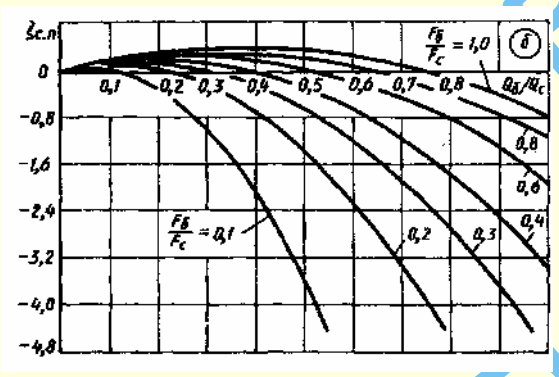
Продолжение

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с; \alpha = 30^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 1**



Значения $\zeta'_{с.б}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00
0,1	0,21	– 0,46	– 0,57	– 0,60	– 0,62	– 0,63	– 0,63
0,2	3,10	0,37	– 0,06	– 0,20	– 0,28	– 0,30	– 0,35
0,3	7,60	1,50	0,50	0,20	0,05	– 0,08	– 0,10
0,4	13,5	2,95	1,15	0,59	0,26	0,18	0,16
0,5	21,2	4,58	1,78	0,97	0,44	0,35	0,27
0,6	30,4	6,42	2,60	1,37	0,64	0,46	0,31
0,7	41,3	8,50	3,40	1,77	0,76	0,50	0,40
0,8	53,8	11,5	4,22	2,14	0,85	0,53	0,45
0,9	58,0	14,2	5,30	2,58	0,89	0,52	0,40
1,0	83,7	17,3	6,33	2,92	0,89	0,39	0,27



Значения $\zeta_{с.п}$ [1]

$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0,0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,02	0,11	0,13	0,15	0,16	0,17	0,17
0,2	– 0,33	0,01	0,13	0,19	0,24	0,27	0,29
0,3	– 1,10	– 0,25	– 0,01	0,10	0,22	0,30	0,35
0,4	– 2,15	– 0,75	– 0,30	– 0,05	0,17	0,26	0,36
0,5	– 3,60	– 1,43	– 0,70	– 0,35	0,00	0,21	0,32
0,6	– 5,40	– 2,35	– 1,25	– 0,70	– 0,20	0,06	0,25
0,7	– 7,60	– 3,40	– 1,95	– 1,20	– 0,50	– 0,15	0,10
0,8	– 10,1	– 4,61	– 2,74	– 1,82	– 0,90	– 0,43	– 0,15
0,9	– 13,0	– 6,02	– 3,70	– 2,55	– 1,40	– 0,80	– 0,45
1,0	– 16,3	– 7,70	– 4,75	– 3,35	– 1,90	– 1,17	– 0,75

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2 / 2} = 1 - \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1,74 \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

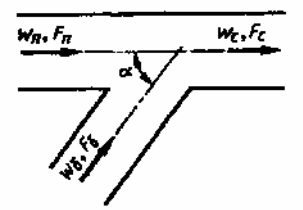
см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $\frac{F_б}{F_с}$ (график *б*);

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2 / 2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

[1] При прохождении потока в проходе мимо свободной поверхности в углублении бокового ответвления, образуемой при $\frac{Q_б}{Q_с} = 0$ всегда наблюдается некоторая потеря энергии. Поэтому в реальных условиях при $\frac{Q_б}{Q_с} = 0$ $\zeta_{с.п}$ не равно нулю. В таблицах здесь и далее значение $\zeta_{с.п} = 0$ получено только на основании расчета по приведенным формулам.

ЗОЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с; \alpha = 45^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 2**



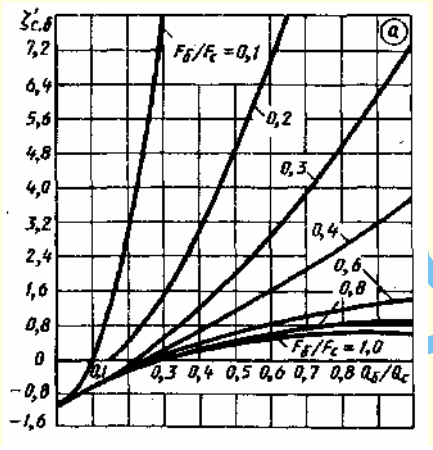
Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right] = A\zeta'_{с.б}$$

где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $\frac{F_б}{F_с}$ (график *а*);

$A = f\left(\frac{F_б}{F_с}, \frac{Q_б}{Q_с}\right)$ см. табл. 1.51;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$



Значения $\zeta'_{с.б}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00
0,1	0,24	– 0,45	– 0,56	– 0,59	– 0,61	– 0,62	– 0,62
0,2	3,15	0,54	– 0,02	– 0,17	– 0,26	– 0,28	– 0,29
0,3	8,00	1,64	0,60	0,30	0,08	0,00	– 0,03
0,4	14,0	3,15	1,30	0,72	0,35	0,25	0,21
0,5	21,9	5,00	2,10	1,18	0,60	0,45	0,40
0,6	31,6	6,90	2,97	1,65	0,85	0,60	0,53
0,7	42,9	9,20	3,90	2,15	1,02	0,70	0,60
0,8	55,9	12,4	4,90	2,66	1,20	0,79	0,66
0,9	70,6	15,4	6,20	3,20	1,30	0,80	0,64
1,0	86,9	18,9	7,40	3,71	1,42	0,80	0,59

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = \left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $\frac{F_б}{F_с}$ (график *б*);

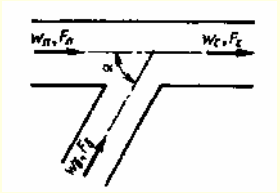
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,05	0,12	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17
0,2	– 0,20	0,17	0,22	0,27	0,27	0,29	0,31
0,3	– 0,76	– 0,13	0,08	0,20	0,28	0,32	0,40
0,4	– 1,65	– 0,50	– 0,12	0,08	0,26	0,36	0,41
0,5	– 2,77	– 1,00	– 0,49	– 0,13	0,16	0,30	0,40
0,6	– 4,30	– 1,70	– 0,87	– 0,45	– 0,04	0,20	0,33
0,7	– 6,05	– 2,60	– 1,40	– 0,85	– 0,25	0,08	0,25
0,8	– 8,10	– 3,56	– 2,10	– 1,30	– 0,55	– 0,17	0,06
0,9	– 10,0	– 4,75	– 2,80	– 1,90	– 0,88	– 0,40	– 0,18
1,0	– 13,2	– 6,10	– 3,70	– 2,55	– 1,35	– 0,77	– 0,42

Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем

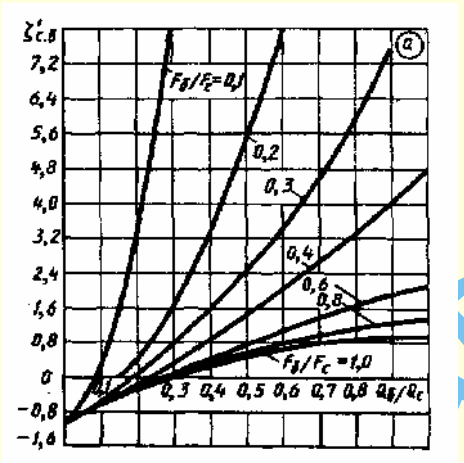
Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с; \alpha = 60^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 3**

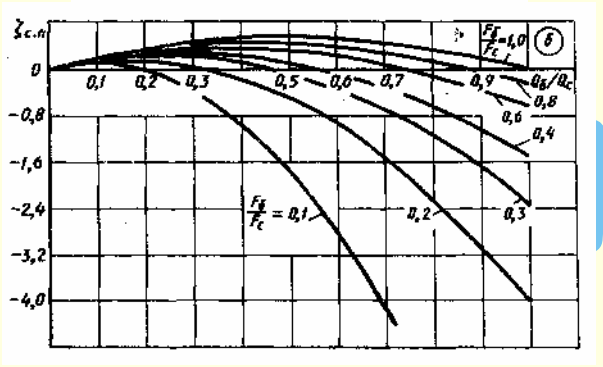


Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right] = A\zeta'_{с.б}$$

где $A = f\left(\frac{F_б}{F_с}, \frac{Q_б}{Q_с}\right)$ см. табл. 1.51 $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $\frac{F_б}{F_с}$ (график *а*); $\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$





Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1-\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $\frac{F_б}{F_с}$ (график *б*); $\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$

Значения $\zeta'_{с.б}$

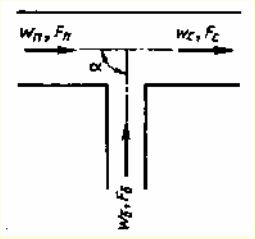
$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00
0,1	0,25	– 0,42	– 0,54	– 0,58	– 0,61	– 0,62	– 0,62
0,2	3,35	0,55	0,03	– 0,13	– 0,23	– 0,26	– 0,26
0,3	8,20	1,85	0,75	0,40	0,10	0,00	– 0,01
0,4	14,7	3,50	1,55	0,92	0,45	0,35	0,28
0,5	23,0	5,50	2,40	1,44	0,78	0,58	0,50
0,6	33,1	7,90	3,50	2,05	1,08	0,80	0,68
0,7	44,9	10,0	4,60	2,70	1,40	0,98	0,84
0,8	58,5	13,7	5,80	3,32	1,64	1,12	0,92
0,9	79	17,2	7,65	4,05	1,92	1,20	0,99
1,0	91,0	21,0	9,70	4,70	2,11	1,35	1,00

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	0,09	0,14	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18
0,2	0,00	0,16	0,23	0,26	0,29	0,31	0,32
0,3	– 0,40	0,06	0,22	0,30	0,32	0,41	0,42
0,4	– 1,00	– 0,16	0,11	0,24	0,37	0,44	0,48
0,5	– 1,75	– 0,50	– 0,08	0,13	0,33	0,44	0,50
0,6	– 2,0	– 0,95	– 0,35	– 0,10	0,25	0,40	0,48
0,7	– 4,00	– 1,55	– 0,70	– 0,30	0,08	0,28	0,42
0,8	– 5,44	– 2,24	– 1,17	– 0,64	– 0,11	0,16	0,32
0,9	– 7,20	– 3,08	– 1,70	– 1,02	– 0,38	– 0,08	0,18
1,0	– 9,00	– 4,00	– 2,30	– 1,50	– 0,68	– 0,28	0

Справочник по аэродинамике

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с; \alpha = 90^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 4**



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = A\left[1+\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\right] = A\zeta'_{с.б}$$

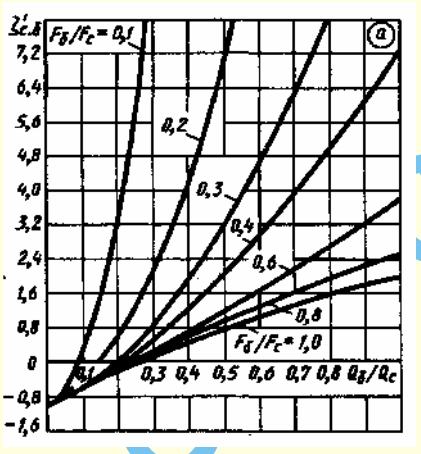
где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и график *а*; $A = f\left(\frac{F_б}{F_с}, \frac{Q_б}{Q_с}\right)$ см. табл.1.51;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Проход

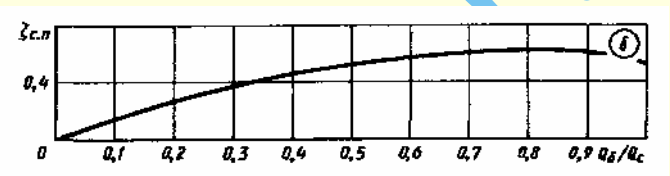
$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} \approx 1{,}55\frac{Q_б}{Q_с} - \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ при различных $\frac{F_б}{F_с}$ (график *б*); $\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$



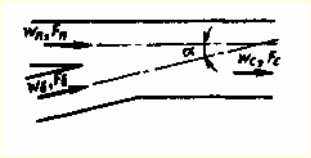
Значения $\zeta'_{с.б}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$ 0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00	– 1,00
0,1	0,40	– 0,37	– 0,51	– 0,54	– 0,59	– 0,60	– 0,61
0,2	3,80	0,72	0,17	– 0,03	– 0,17	– 0,92	– 0,30
0,3	9,20	2,27	1,00	0,58	0,27	0,15	– 0,11
0,4	16,3	4,30	2,03	1,30	0,75	0,55	0,44
0,5	25,5	6,75	3,23	2,06	1,20	0,89	0,77
0,6	36,7	9,70	4,70	2,98	1,68	1,25	1,04
0,7	42,9	13,0	6,30	3,90	2,20	1,60	1,30
0,8	64,9	16,9	7,92	4,92	2,70	1,92	1,56
0,9	82,0	21,2	9,70	6,10	3,20	2,25	1,80
1,0	101	26,0	11,9	7,25	3,80	2,57	2,00



$\frac{Q_б}{Q_с}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{с.п}$	0	0,16	0,27	0,38	0,46	0,53	0,57	0,59	0,60	0,59	0,55

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 15^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 5**



Боковое ответвление

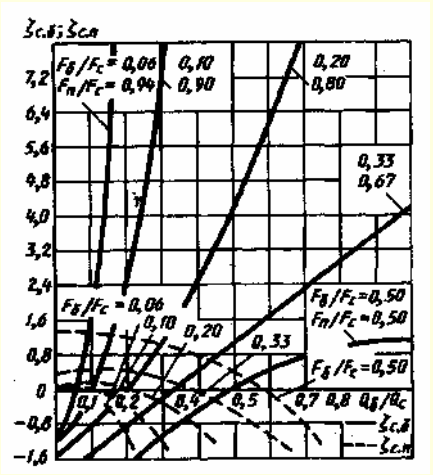
$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}94\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$; $\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 15^\circ$ [392, 595]	**Диаграмма 1.8.5 – 5**



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2 \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}94\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$\frac{F_б}{F_с}$	$K_п$
0 – 0,2	0
0,33	0,14
0,50	0,40

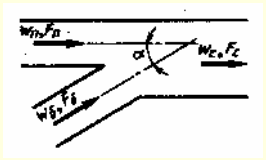
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

Значения $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0	0,03	0,05	0,10	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$												
0,06	– 1,12	– 0,70	– 0,20	1,84	9,92	23,0	41,0	64,3	–	–	–	–
0,10	– 1,22	– 1,00	– 0,72	– 0,01	2,80	7,17	13,1	20,6	29,7	–	–	–
0,20	– 1,50	– 1,40	– 1,22	– 0,84	0,02	1,20	2,55	4,20	6,12	8,20	10,7	–
0,33	– 2,00	– 1,80	– 1,71	– 1,40	– 0,67	– 0,16	0,42	1,05	1,67	2,30	2,95	4,20
0,50	– 3,00	– 2,80	– 2,60	– 2,24	– 1,56	– 1,00	– 0,40	0,02	0,40	0,66	0,93	1,14
Значения $\zeta_{с.п}$												
0,06	0,00	0,06	0,04	– 0,13	– 0,95	– 2,50	– 4,60	– 7,50	–	–	–	–
0,10	0,01	0,10	0,12	0,02	– 0,36	– 1,20	– 2,50	– 4,10	– 6,12	–	–	–
0,20	0,06	0,15	0,20	0,22	0,05	– 0,28	– 0,89	– 1,66	– 2,63	– 3,84	– 5,22	–
0,33	0,40	0,42	0,45	0,47	0,42	0,24	– 0,08	– 0,52	– 1,25	– 1,80	– 2,60	– 4,66
0,50	1,40	1,40	1,39	1,37	1,24	1,01	0,78	0,43	– 0,10	– 0,82	– 1,08	– 2,46

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 30^\circ$ [392, 595]	**Диаграмма 1.8.5 – 6**

Боковое ответвление



$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}74\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

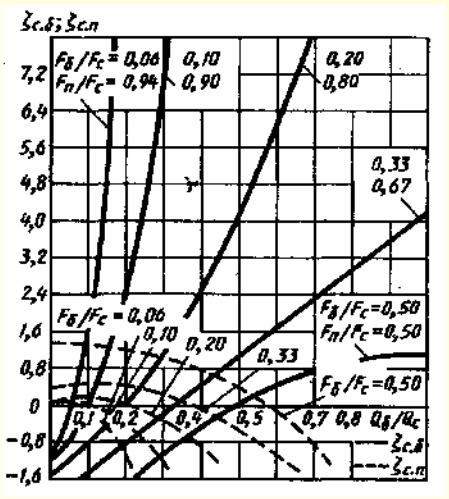
см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 30^\circ$ [392, 595]	**Диаграмма 1.8.5 – 6**



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2 \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}74\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$\frac{F_б}{F_с}$	$K_п$
0 – 0,2	0
0,33	0,17
0,50	0,40

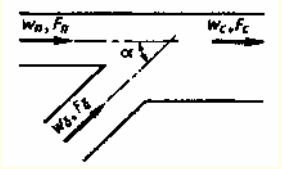
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

Значения $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$												
0,06	– 1,13	– 0,7	– 0,30	1,82	10,1	23,3	41,5	65,2	–	–	–	–
0,10	– 1,22	– 1,00	– 0,76	0,02	2,88	7,34	13,4	21,1	29,4	–	–	–
0,20	– 1,50	– 1,35	– 1,22	– 0,84	0,05	1,40	2,70	4,46	6,48	8,70	11,4	17,3
0,33	– 2,00	– 1,80	– 1,70	– 1,40	– 0,72	– 0,12	0,52	1,20	1,89	2,56	3,30	4,80
0,50	– 3,00	– 2,80	– 2,60	– 2,24	– 1,44	– 0,91	– 0,36	0,14	0,56	0,84	1,18	1,53
Значения $\zeta_{с.п}$												
0,06	0	0,06	0,04	– 0,10	– 0,81	– 2,10	– 4,07	– 6,60	–	–	–	–
0,10	0,01	0,10	0,08	0,04	– 0,33	– 1,05	– 2,14	– 3,60	– 5,40	–	–	–
0,20	0,06	0,10	0,13	0,16	0,06	– 0,24	– 0,73	– 1,40	– 2,30	– 3,34	– 3,59	– 8,64
0,33	0,42	0,45	0,48	0,51	0,52	0,32	0,07	– 0,32	– 0,82	– 1,47	– 2,19	– 4,00
0,50	1,40	1,40	1,40	1,36	1,26	1,09	0,86	0,53	0,15	– 0,52	– 0,82	– 2,07

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 45^\circ$ [392, 595]	**Диаграмма 1.8.5 – 7**

Боковое ответвление



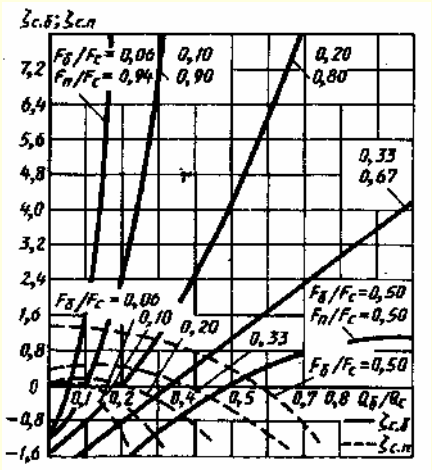
$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1{,}41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$; $\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 45^\circ$ [392, 595]	**Диаграмма 1.8.5 – 7**



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2 \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 1,41\frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

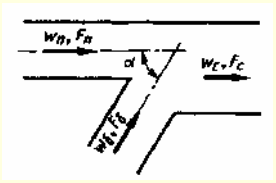
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

$\frac{F_б}{F_с}$	$K_п$
0,10	0,05
0,20	0,14
0,33	0,14
0,50	0,30

Значения $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$												
0,06	– 1,12	– 0,70	– 0,20	1,82	10,3	23,8	42,4	64,3	–	–	–	–
0,10	– 1,22	– 1,00	– 0,78	0,06	3,00	7,64	13,9	22,0	31,9	–	–	–
0,20	– 1,50	– 1,40	– 1,25	– 0,85	0,12	1,42	3,00	4,86	7,05	9,50	12,4	–
0,33	– 2,00	– 1,82	– 1,69	– 1,38	– 0,66	– 0,10	0,70	1,48	2,24	3,10	3,95	5,76
0,50	– 3,00	– 2,80	– 2,60	– 2,24	– 1,50	– 0,85	– 0,24	0,30	0,79	1,26	1,60	2,18
Значения $\zeta_{с.п}$												
0,06	0,00	0,05	0,05	– 0,05	– 0,59	– 1,65	– 3,21	– 5,13	–	–	–	–
0,10	0,06	0,10	0,12	0,11	– 0,15	– 0,71	– 1,55	– 2,71	– 3,73	–	–	–
0,20	0,20	0,25	0,30	0,30	0,26	0,04	– 0,33	– 0,86	– 1,52	– 2,40	– 3,42	–
0,33	0,37	0,42	0,45	0,48	0,50	0,40	0,20	– 0,12	– 0,50	– 1,01	– 1,60	– 3,10
0,50	1,30	1,30	1,30	1,27	1,20	1,10	0,90	0,61	0,22	– 0,20	– 0,68	– 1,52

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 60^\circ$ [392, 595]	**Диаграмма 1.8.5 – 8**



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_б$$

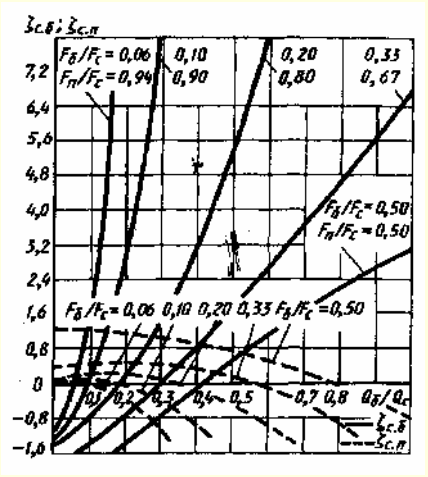
см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 60^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 8**



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2 \left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 - \frac{F_с}{F_б}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + K_п$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

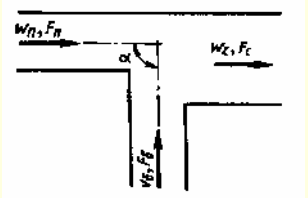
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

$\frac{F_б}{F_с}$	$K_б$	$K_п$
0 – 0,2	0	0
0,33	0	0,10
0,50	0,10	0,25

Значения $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$												
0,06	– 1,12	– 0,72	– 0,20	2,00	10,6	24,5	43,5	68,0	–	–	–	–
0,10	– 1,22	– 1,00	– 0,68	0,10	3,18	8,01	14,6	23,0	33,1	–	–	–
0,20	– 1,50	– 1,25	– 1,19	– 0,83	0,20	1,52	3,30	5,40	7,80	10,5	13,7	–
0,33	– 2,00	– 1,81	– 1,69	– 1,37	– 0,67	0,09	0,91	1,80	2,73	3,70	4,70	6,60
0,50	– 3,00	– 2,80	– 2,60	– 2,13	– 1,38	– 0,66	– 0,02	0,60	1,18	1,72	2,22	3,10
Значения $\zeta_{с.п}$												
0,06	0,00	0,05	0,05	– 0,03	– 0,32	– 1,10	– 2,03	– 3,42	–	–	–	–
0,10	0,01	0,06	0,09	0,10	– 0,03	– 0,38	– 0,96	– 1,75	– 2,75	–	–	–
0,20	0,06	0,10	0,14	0,19	0,20	0,09	– 0,14	– 0,50	– 0,90	– 1,50	– 2,20	–
0,33	0,33	0,39	0,41	0,45	0,49	0,45	0,34	0,16	– 0,10	– 0,47	– 0,85	– 1,90
0,50	1,25	1,25	1,25	1,23	1,17	1,07	0,90	0,75	0,48	0,22	– 0,05	– 0,78

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 90^\circ$ **[392, 595]**	**Диаграмма 1.8.5 – 9**



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 - 2\frac{F_с}{F_п}\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^{2^2} + K_б$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

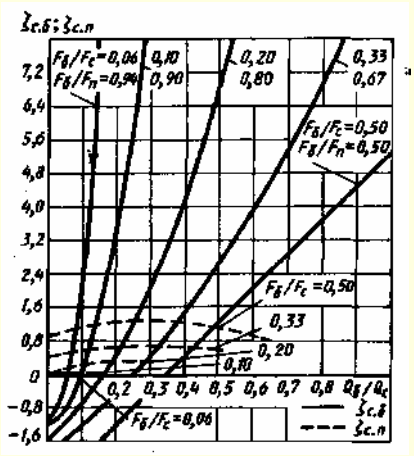
$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) типа $F_б + F_п = F_с; \alpha = 90^\circ$ [392, 595]	**Диаграмма 1.8.5 – 9**

Проход



$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2 / 2}$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2 / 2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

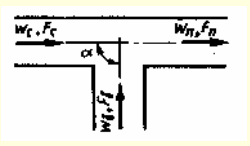
$\frac{F_б}{F_с}$	$K_б$
0,06	0
0,10	0
0,20	0,10
0,33	0,20
0,50	0,25

Значения $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0	0,03	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$												
0,06	– 1,12	– 0,75	– 0,20	2,06	11,2	25,0	46,2	72,5	–	–	–	–
0,10	– 1,22	– 1,00	– 0,75	0,20	3,58	8,91	16,2	25,5	36,7	–	–	–
0,20	– 1,40	– 1,25	– 1,10	– 0,68	0,50	2,13	4,20	6,70	9,70	13,1	17,0	–
0,33	– 1,80	– 1,78	– 1,50	– 1,20	– 0,45	0,56	1,59	2,70	4,05	5,42	6,98	10,4
0,50	– 2,75	– 2,55	– 2,35	– 1,96	– 1,15	– 0,35	0,42	1,25	2,05	2,80	3,65	5,25
Значения $\zeta_{с.п}$												
0,06	0,02	0,05	0,08	0,08	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	0,04	0,08	0,10	0,20	–	–	–	–	–	–	–	–
0,20	0,08	0,12	0,18	0,25	0,34	0,32	–	–	–	–	–	–
0,33	0,45	0,50	0,52	0,59	0,66	0,64	0,62	0,58	—	–	–	–
0,50	1,0	1,04	1,06	1,16	1,25	1,28	1,22	1,10	0,88	0,70	–	–

Тройник (вытяжной) из ковкого чугуна на резьбе типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с; \alpha = 90^\circ$ [240]	**Диаграмма 1.8.5 – 10**

Боковое ответвление



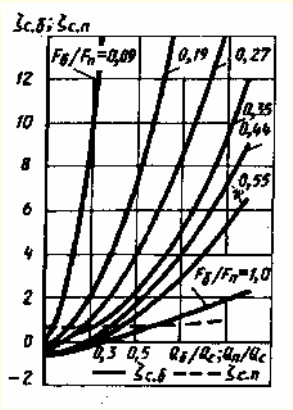
$$\zeta_{с.б} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2 / 2}$$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ для различных $\frac{F_б}{F_с}$,

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2 / 2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) из ковкого чугуна на резьбе типа $F_б + F_п > F_с;\ F_п = F_с;\ \alpha = 90^\circ$ **[240]**	**Диаграмма 1.8.5 – 10**



Проход

$$\zeta_{с.п} = \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

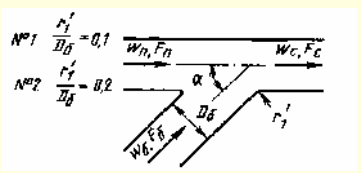
Значения $\zeta_{с.б}$

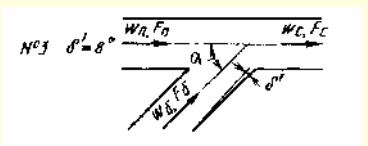
$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$										
0,09	– 0,50	2,97	9,90	19,7	32,4	48,8	66,5	86,9	110	136
0,19	– 0,53	0,53	2,14	4,23	7,30	11,4	15,6	20,3	25,8	31,8
0,27	– 0,69	0,00	1,11	2,18	3,76	5,90	8,38	11,3	14,6	18,4
0,35	– 0,65	– 0,09	0,59	1,31	2,24	3,52	5,20	7,28	9,23	12,2
0,44	– 0,80	– 0,27	0,26	0,84	1,59	2,66	4,00	5,73	7,40	9,12
0,55	– 0,88	– 0,48	0,00	0,53	1,15	1,89	2,92	4,00	5,36	6,60
1,0	– 0,65	– 0,40	– 0,24	0,10	0,50	0,83	1,13	1,47	1,86	2,30

Значения $\zeta_{с.п}$

При всех $\frac{F_б}{F_с}$	0,70	0,64	0,60	0,65	0,75	0,85	0,92	0,96	0,99	1,00

Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с;\ F_п = F_с;\ \alpha = 45^\circ$ **[944]**	**Диаграмма 1.8.5 – 11**





Боковое ответвление

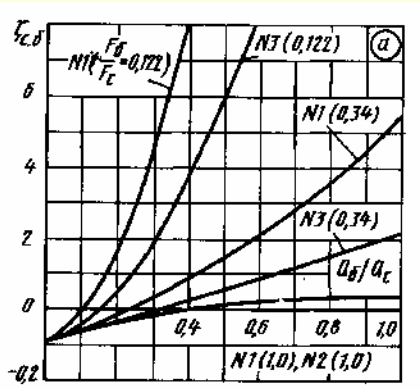
$$\zeta_{с.б} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ графика *а* для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с; \alpha = 45^\circ$ **[944]**	**Диаграмма 1.8.5 – 11**



Значения $\zeta_{с.б}$

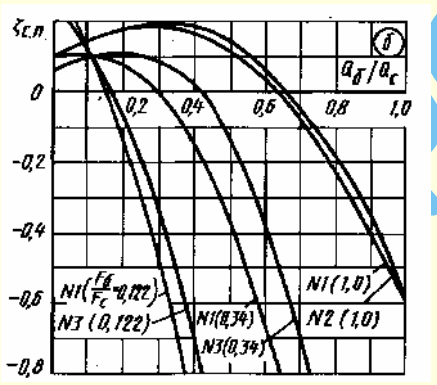
$\frac{Q_б}{Q_с}$	№1 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,1\right)$			№2 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,2\right)$	№3 $\left(\delta'=8^\circ\right)$	
	$\frac{F_б}{F_с}$					
	0,122	0,34	1,0	1,0	0,122	0,34
0,1	0,00	– 0,47	– 0,62	– 0,62	– 0,04	– 0,58
0,3	4,30	0,30	– 0,17	– 0,17	1,80	0,00
0,6	19,5	2,10	0,22	0,22	0,50	0,90
1,0	53,7	5,40	0,38	0,38	22,5	2,10

Проход

$\zeta_{с.п} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривые

$\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ графика *б* для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

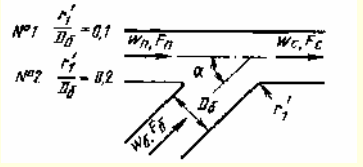
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

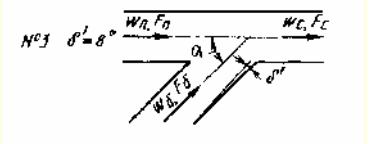


Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	№1 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,1\right)$			№2 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,2\right)$	№3 $\left(\delta'=8^\circ\right)$	
	$\frac{F_б}{F_с}$					
	0,122	0,34	1,0	1,0	0,122	0,34
0,1	0,1	0,1	0,14	0,14	0,1	0,1
0,3	– 0,5	0	0,19	0,18	– 0,36	0,09
0,6	– 3,2	– 0,66	0,06	0,03	– 2,2	0,4
1,0	– 9,7	– 2,9	– 0,58	– 0,61	– 7,1	– 1,95

Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с; \alpha = 60^\circ$ **[872]**	**Диаграмма 1.8.5 – 12**





Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$

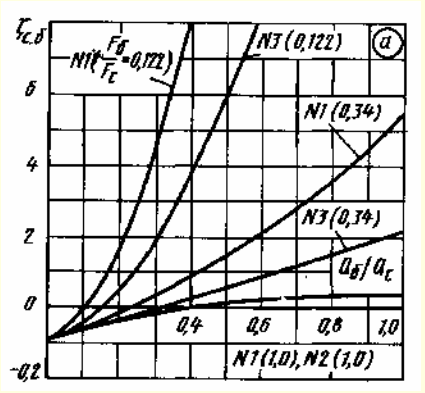
графика *а* для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

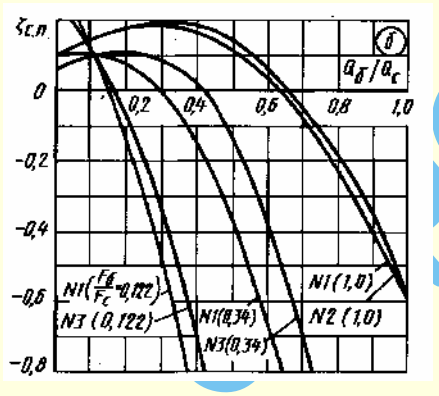
$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 60^\circ$ [872]	**Диаграмма 1.8.5 – 12**





Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	№1 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,1\right)$			№2 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,2\right)$	№3 $\left(\delta'=8^\circ\right)$	
	$\frac{F_б}{F_с}$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	0,00	– 0,43	– 0,61	– 0,60	– 0,50	– 0,56
0,3	5,50	0,42	– 0,14	– 0,16	1,40	0,00
0,6	21,9	2,30	0,30	0,26	7,50	0,87
1,0	60,0	6,18	0,53	0,50	21,1	2,00

Проход

$\zeta_{с.п} = \frac{\triangle p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривые

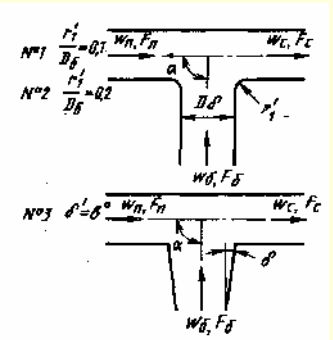
$\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$ графика *б* для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\triangle p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	№1 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,1\right)$			№2 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,2\right)$	№3 $\left(\delta'=8^\circ\right)$	
	$\frac{F_б}{F_с}$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	0,10	0,15	0,13	0,13	0,15	0,15
0,3	– 0,10	0,19	0,23	0,23	0,00	0,25
0,6	– 1,45	– 0,25	0,14	0,13	– 0,78	0,00
1,0	– 6,14	– 1,65	– 0,30	– 0,35	– 3,10	– 0,75

Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 90^\circ$ [1036]	**Диаграмма 1.8.5 – 13**



Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$

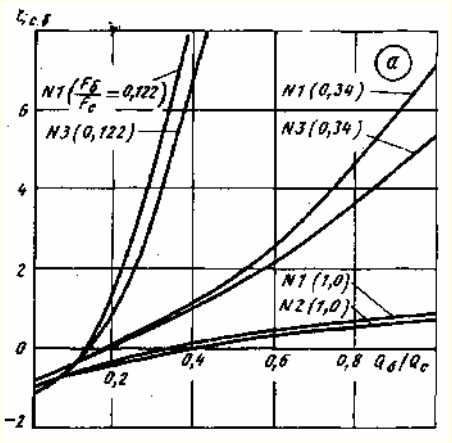
графика *а* для различных $\frac{F_б}{F_с}$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

Справочник по гидравлике

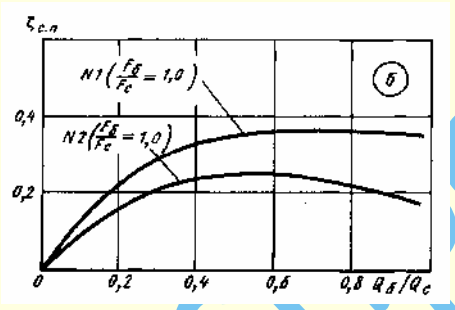
Продолжение

Тройник (вытяжной) улучшенной формы типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 90^\circ$ [1036]	**Диаграмма 1.8.5 – 13**



Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	№1 $\left(\frac{r_1'}{D_б} = 0,1\right)$			№2 $\left(\frac{r_1'}{D_б} = 0,2\right)$	№3 $(\delta' = 8^\circ)$	
	$\frac{F_б}{F_с}$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	– 0,50	– 0,35	– 0,60	– 0,64	– 0,50	– 0,43
0,3	4,60	0,54	– 0,10	– 0,15	3,24	0,49
0,6	23,6	2,62	0,43	0,31	19,2	2,20
1,0	–	7,11	0,87	0,71	62,0	5,38



Проход

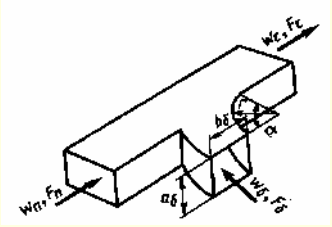
$\zeta_{с.п} = \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2 / 2}$ см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\dfrac{Q_б}{Q_с}\right)$ графика *б* для различных $\dfrac{F_б}{F_с}$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2 / 2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \dfrac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_б}{Q_с}$	№1 $\left(\frac{r_1'}{D_б} = 0,1\right)$	№2 $\left(\frac{r_1'}{D_б} = 0,2\right)$
	$\frac{F_б}{F_с}$	
	1,0	1,0
0,1	0,12	0,08
0,3	0,29	0,21
0,6	0,36	0,25
1,0	0,35	0,17

Тройник (вытяжной, плавный $\frac{r}{b_б} = 1,0$) типа $F_б + F_п \geq F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha = 90^\circ$ [596, 689]	**Диаграмма 1.8.5 – 14**



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2 / 2} = a_0 \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + b_1 \frac{Q_б}{Q_с} + c_1$$

см. таблицу и график *а*; a_0, b_1 и c_1 см. таблицу;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2 / 2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\dfrac{Q_б}{Q_с} \dfrac{F_с}{F_б}\right)^2}$$

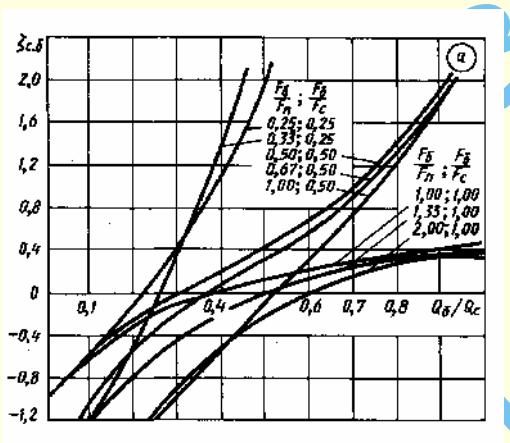
Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (вытяжной, плавный $\frac{r}{b_б}=1,0$) типа $F_б+F_п\geq F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha=90^\circ$ [596, 689]	**Диаграмма 1.8.5 – 14**

Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{F_б}{F_п}$	$\frac{F_п}{F_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$										
			0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,25	1,00	0,25	– 1,00	– 0,50	0,00	0,50	1,20	2,20	3,70	5,80	8,40	11,4	14,0
0,33	0,75	0,25	– 2,00	– 1,20	– 0,40	0,40	1,60	3,00	4,80	6,80	8,90	11,0	13,0
0,50	1,00	0,50	– 1,00	– 0,50	– 0,20	0,00	0,25	0,45	0,70	1,00	1,50	2,00	2,70
0,67	0,75	0,50	– 1,70	– 1,00	– 0,60	– 0,20	0,10	0,30	0,60	1,00	1,45	2,00	2,60
1,00	0,50	0,50	– 3,00	– 2,15	– 1,45	– 0,95	– 0,50	0,00	0,40	0,80	1,30	1,90	2,80
1,00	1,00	1,00	– 1,00	– 0,60	– 0,30	– 0,10	0,04	0,13	0,21	0,29	0,36	0,42	0,50
1,33	0,75	1,00	– 1,80	– 1,20	– 0,80	– 0,40	– 0,20	0,00	0,16	0,24	0,32	0,38	0,40
2,00	0,50	1,00	– 3,00	– 2,10	– 1,40	– 0,90	– 0,50	– 0,20	0,00	0,20	0,25	0,30	0,40



Проход

$$\zeta_{с.п}=\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=a_2\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2+b_2\frac{Q_б}{Q_с}+c_2$$

см. таблицу и график *б*; a_2, b_2 и c_2 см. таблицу;

$$\zeta_п\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

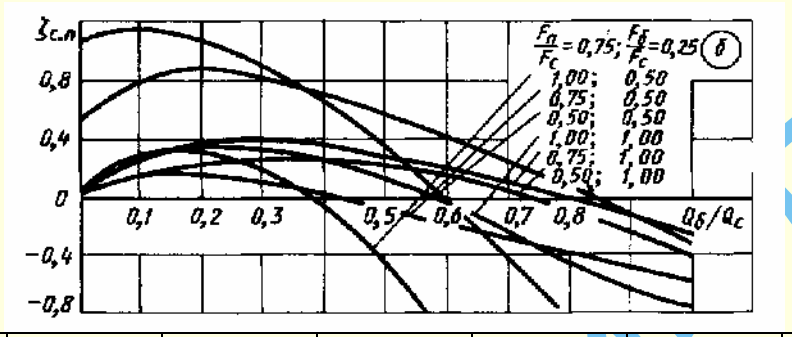
Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_б}{F_п}$	$\frac{F_п}{F_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$										
			0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,33	0,75	0,25	0,00	0,30	0,30	0,20	– 0,10	– 0,45	– 0,92	– 1,45	– 2,00	– 2,60	– 3,30
0,50	1,00	0,50	0,00	0,17	0,16	0,10	0,00	– 0,08	– 0 18	– 0,27	– 0,37	– 0,46	– 0,55
0,67	0,75	0,50	0,00	0,27	0,35	0,32	0,25	0,12	– 0,03	– 0,23	– 0,42	– 0,58	– 0,70
1,00	0,50	0,50	1,10	1,15	1,10	0,90	0,65	0,35	0,00	– 0,40	– 0,80	– 1,30	– 1,80
1,00	1,00	1,00	0,00	0,18	0,24	0,27	0,26	0,23	0,18	0,10	0,00	– 0,12	– 0,25
1,33	0,75	1,00	0,05	0,25	0,36	0,38	0,35	0,27	0,18	0,05	– 0,08	– 0,22	– 0,36
2,00	0,50	1,00	0,50	0,80	0,87	0,80	0,68	0,55	0,40	0,25	0,08	– 0,10	– 0,30

ГИДРАВЛИКЕ ПО СПРАВОЧНИК

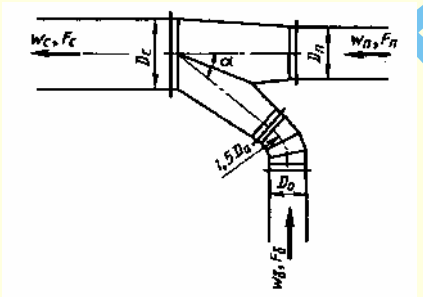
Продолжение

Тройник (вытяжной, плавный $\frac{r}{b_б}=1,0$) типа $F_б+F_п\geq F_с$ прямоугольного сечения; $\alpha=90^\circ$ [596, 689]	**Диаграмма 1.8.5 – 14**



$\frac{F_б}{F_п}$	$\frac{F_п}{F_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$	a_0	b_1	c_1	a_2	b_2	c_2
0,25	1,00	0,25	19,82	– 5,27	– 0,03	– 4,38	0,65	0,32
0,33	0,75	0,25	11,43	3,97	– 1,76	– 0,45	– 0,39	0,22
0,50	1,00	0,50	1,96	1,04	– 0,58	– 1,70	0,57	0,25
0,67	0,75	0,50	1,96	1,64	– 1,05	– 2,68	0,42	1,23
1,00	0,50	0,50	– 0,63	5,55	– 2,65	– 1,27	0,88	0,11
1,00	1,00	1,00	– 1,55	2,88	– 0,90	0,16	– 1,30	0,84
1,33	0,75	1,00	– 2,64	4,54	– 1,60	– 2,68	– 0,42	1,23
2,00	0,50	1,00	– 4,46	– 7,41	– 2,77			

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha=30^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 15**



Боковое ответвление при $\bar{f}_п=\frac{F_п}{F_с}\geq 0,5$:

$$\zeta_{с.б}\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}=x_б-\frac{0,1}{x_б}-0,3+\beta_б,\ \text{где}\ x_б=c_б\cdot\bar{f}_п^{\gamma}\cdot\left(4\bar{f}_б+\frac{0,024}{\bar{f}_б}\right)^{\sigma};$$

$$\gamma=\frac{0,2-c_б}{c_б^{1,2}+0,5};\ \sigma=\frac{\bar{f}_б-c_б+0,3}{c_б^{0,8}+2,2\bar{f}_б};$$

$$c_б=\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2\bar{f}_п=\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2\frac{F_п}{F_с};\ \bar{f}_б=\frac{F_б}{F_с};$$

$$\beta_б=\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2\left[0,95\exp\left(-15\left(\bar{f}_б-0,38\right)^2\right)-0,5\right]$$

Проход при $c_п\bar{f}_п=\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2\frac{\bar{f}_б}{\bar{f}_п}\leq 0,5$:

$$\zeta_{с.п}\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}=\frac{0,4-0,13x_п^{-0,5}}{\bar{f}_п^{\tau}};\ \tau=\frac{x_п-0,02}{x_п^3+0,11};\ x_п=c_п\bar{f}_п\left(2\bar{f}_б\right)^{\psi};\ \psi=\frac{0,12-c_п\bar{f}_п}{0,02+c_п\bar{f}_п};$$

$$\beta_п=\frac{1-\bar{f}_п}{1+10\bar{f}_п^5};\ \zeta_б\equiv\frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2};\ \zeta_п\equiv\frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

Справочник гидравлико

Продолжение

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha = 30^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 15**

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

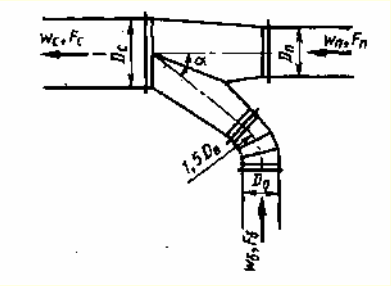
$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с} = 1$						$\bar{f}_п$=0,8					
	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,80	– 0,21	– 1,02	– 3,65	–	–	–	– 0,05	– 0,45	– 1,49	– 4,76	–	–
	0,33	0,35	0,32	–	–	–	0,10	0,27	0,33	0,32	–	–
0,63	0,32	– 0,04	– 1,29	– 7,40	–	–	0,38	0,21	– 0,27	– 1,83	– 9,46	–
	0,26	0,31	0,30	0,28	–	–	– 0,03	0,21	0,30	0,31	0,28	–
0,50	0,79	0,63	0,02	– 2,97	–	–	0,80	0,74	0,51	– 0,25	– 3,94	–
	0,13	0,26	0,28	0,27	–	–	– 0,24	0,12	0,25	0,28	0,27	–
0,40	1,03	0,95	0,65	– 0,88	– 21,44	–	1,02	0,99	0,89	0,50	– 1,37	–
	– 0,08	0,17	0,24	0,25	0,23	–	– 0,55	– 0,01	0,18	0,24	0,25	–
0,32	1,07	1,04	0,87	0,08	– 10,19	–	1,05	1,04	0,98	0,78	– 0,19	– 13,05
	– 0,47	0,04	0,18	0,21	0,21	–	– 1,02	– 0,20	0,08	0,19	0,22	0,22
0,25	1,07	1,04	0,94	0,52	– 4,32	–	–	1,01	0,98	0,85	0,35	– 5,58
	– 1,05	– 0,21	0,06	0,15	0,18	–	–	– 0,51	– 0,07	0,10	0,17	0,19
0,20	–	1,09	0,99	0,71	– 1,75	–	–	–	1,00	0,90	0,58	– 2,42
	–	– 0,60	– 0,11	0,07	0,14	–	–	–	– 0,26	– 0,01	0,10	0,19
0,16	–	–	1,12	0,88	– 0,51	– 14,68	–	–	1,11	1,00	0,75	– 0,86
	–	–	– 0,39	– 0,06	0,06	0,09	–	–	– 0,55	– 0,15	0,01	0,09
0,125	–	–	1,38	1,12	0,25	– 5,92	–	–	–	1,21	0,97	0,01
	–	–	– 0,95	– 0,32	– 0,07	0	–	–	–	– 0,39	– 0,12	0,01
0,10	–	–	–	1,35	0,66	– 2,33	–	–	–	–	–	–
	–	–	–	– 0,75	– 0,28	– 0,15	–	–	–	–	–	–

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п$=0,63					$\bar{f}_п$=0,5			
	$\frac{Q_б}{Q_с}$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,80	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,38	0,28	0,04	– 0,51	– 2,53	–	–	–	–
	– 0,86	– 0,14	0,16	0,30	0,30	–	–	–	–
0,50	0,79	0,76	0,65	0,35	– 0,61	0,74	0,68	0,53	0,15
	– 1,21	– 0,28	0,08	0,25	0,29	– 1,20	– 0,32	0,12	0,31
0,40	–	0,98	0,94	0,79	0,29	0,96	0,94	0,86	0,66
	–	– 0,47	– 0,04	0,18	0,26	– 1,48	– 1,47	0	0,26
0,32	–	1,01	0,99	0,91	0,64	–	–	–	–
	–	– 0,71	– 0,17	0,09	0,21	–	–	–	–
0,25	–	–	0,95	0,90	0,75	–	–	–	–
	–	–	– 0,35	– 0,04	0,12	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha = 45^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 16**



$x_п$ и τ см. диаграмму 1.8.5– 15;

Боковое ответвление при $\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с} \geq 0,5$:

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = x_б - \frac{0,1}{x_б} - 0,3,$$

где $x_б$ см. диаграмму 1.8.5 – 15.

Проход при $c_п \bar{f}_п = \left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2 \frac{\bar{f}_б}{\bar{f}_п} \leq 0,5$:

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = \frac{0,4 - 0,13 x_п^{0,5}}{\bar{f}_п^{\tau}};$$

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}; \quad \zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с} = 1$						$\bar{f}_п$=0,8					
	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,8	0,23	– 0,58	– 3,21	–	–	–	0,39	– 0,01	– 1,05	– 4,32	–	–
	0,33	0,35	0,32	–	–	–	0,29	0,39	0,41	0,38	–	–
0,63	0,45	0,09	– 1,16	– 7,27	–	–	0,51	0,34	– 0,14	– 1,70	– 9,33	–
	0,26	0,31	0,30	0,28	–	–	0,16	0,33	0,38	0,37	0,33	–
0,50	0,53	0,37	– 0,24	– 3,23	–	–	0,54	0,48	0,25	– 0,51	– 4,20	–
	0,13	0,26	0,28	0,27	–	–	– 0,05	0,24	0,33	0,34	0,32	–
0,40	0,59	0,51	0,21	– 1,32	– 21,88	–	0,58	0,55	0,45	0,06	– 1,81	–
	– 0,08	0,17	0,24	0,25	0,23	–	– 0,36	0,11	0,26	0,30	0,30	–
0,32	0,67	0,64	0,47	– 0,32	– 10,59	–	0,65	0,64	0,58	0,38	– 0,59	– 13,45
	– 0,41	0,04	0,18	0,21	0,21	–	– 0,83	– 0,08	0,16	0,25	0,27	0,26
0,25	0,83	0,80	0,70	0,28	– 4,56	–	–	0,77	0,74	0,61	0,11	– 5,82
	– 1,05	– 0,21	0,06	0,15	0,18	–	–	– 0,39	0,01	0,16	0,22	0,23
0,20	–	1,01	0,91	0,63	– 1,87	–	–	–	0,92	0,82	0,50	– 2,50
	–	– 0,60	– 0,11	0,08	0,14	–	–	–	– 0,18	0,05	0,15	0,19
0,16	–	–	1,17	0,93	– 0,46	– 14,63	–	–	1,16	1,05	0,80	– 0,81
	–	–	– 0,39	– 0,06	0,06	0,09	–	–	– 0,47	– 0,09	0,06	0,13
0,125	–	–	1,52	1,26	0,39	– 5,78	–	–	–	1,35	1,11	0,15
	–	–	– 0,95	– 0,32	– 0,07	0,00	–	–	–	– 0,33	– 0,07	0,05
0,10	–	–	–	1,56	0,87	– 2,12	–	–	–	–	–	–
	–	–	–	– 0,75	– 0,28	– 0,15	–	–	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

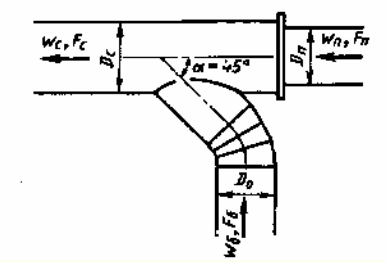
Продолжение

Тройник стандартизованной конструкции (вытяжной); $\alpha = 45^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 16**

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = 0{,}63$					$\bar{f}_п = 0{,}5$			
	$\frac{Q_б}{Q_с}$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,51	0,41	0,17	– 0,45	– 2,40	–	–	–	–
	– 0,12	0,28	0,43	0,48	0,44	–	–	–	–
0,50	0,53	0,50	0,39	0,09	– 0,87	0,48	0,42	0,27	– 0,11
	– 0,47	0,14	0,35	0,43	0,43	– 0,14	0,27	0,50	0,57
0,40	–	0,54	0,50	0,35	– 0,15	0,52	0,50	0,42	0,22
	–	– 0,05	0,23	0,36	0,40	– 0,42	0,12	0,38	0,52
0,32	–	0,61	0,59	0,51	0,24	–	–	–	–
	–	– 0,29	0,10	0,27	0,35	–	–	–	–
0,25	–	–	0,71	0,66	0,51	–	–	–	–
	–	–	– 0,08	0,14	0,26	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Тройник индустриальной конструкции (вытяжной); $\alpha \le 45^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 17**



Боковое ответвление при $\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с} \ge 0{,}5$:

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = x_б - \frac{0{,}1}{x_б} - 0{,}1, \text{ где}$$

$$x_б = c_б \cdot \bar{f}_п^{\gamma} \cdot \left(5\bar{f}_б\right)^{\sigma};$$

$$\gamma = \frac{0{,}8 - c_б}{0{,}86 c_б + 0{,}2}; \quad \sigma = \frac{0{,}8 - c_б}{c_б^{1{,}5} + 0{,}6};$$

$$c_б = \left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2 \bar{f}_п = \left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2 \frac{F_п}{F_с}; \quad \bar{f}_б = \frac{F_б}{F_с};$$

Проход при

$$c_п \bar{f}_п = \left(\frac{Q_п}{Q_с}\right)^2 \frac{\bar{f}_б}{\bar{f}_п} \le 0{,}5: \zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = \frac{0{,}4 - 0{,}13 x_п^{-0{,}5}}{\bar{f}_п^{\tau}}; \quad \tau = \frac{x_п - 0{,}02}{x_п^3 + 0{,}11}; \quad x_п = c_п \bar{f}_п \left(2\bar{f}_б\right)^{\psi}; \quad \psi = \frac{0{,}12 - c_п \bar{f}_п}{0{,}02 + c_п \bar{f}_п}; \quad \zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2};$$

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left[\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 \left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2\right]}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник индустриальной конструкции (вытяжной); α ≤ 45° [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 17**

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

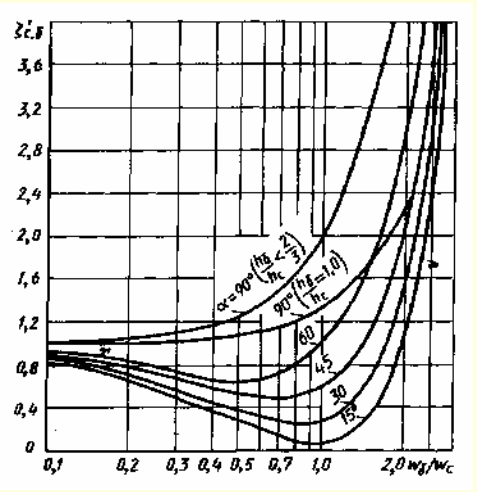
$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с} = 1$						$\bar{f}_п$=0,8					
	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,8	1,17	1,45	1,16	–	–	–	0,66	0,61	0,19	– 1,86	–	–
	0,33	0,35	0,32	–	–	–	0,29	0,39	0,41	0,38	–	–
0,63	0,79	0,98	0,85	– 1,47	–	–	0,58	0,55	0,37	– 1,61	– 7,00	–
	0,26	0,31	0,31	0,28	–	–	0,16	0,33	0,38	0,37	0,33	–
0,50	0,70	0,74	0,69	– 0,52	–	–	0,61	0,58	0,47	– 0,01	– 3,26	–
	0,13	0,26	0,28	0,27	–	–	– 0,05	0,24	0,33	0,34	0,32	–
0,40	0,75	0,73	0,67	– 0,01	– 13,64	–	0,70	0,65	0,58	0,31	– 1,37	–
	– 0,08	0,17	0,24	0,25	0,23	–	– 0,36	0,11	0,26	0,30	0,30	–
0,32	0,84	0,81	0,74	0,32	– 7,26	–	0,81	0,77	0,70	0,52	0,36	– 17,56
	– 0,41	0,04	0,18	0,21	0,21	–	– 0,83	– 0,08	0,16	0,25	0,27	0,26
0,25	0,95	0,93	0,87	0,61	– 3,34	–	–	0,91	0,85	0,72	0,24	– 7,70
	– 1,05	– 0,21	0,06	0,15	0,18	–	–	– 0,39	0,01	0,16	0,22	0,23
0,20	–	1,04	1,00	0,83	– 1,37	–	–	–	1,00	0,90	0,58	– 3,28
	–	– 0,60	– 0,11	0,07	0,14	–	–	–	– 0,18	0,05	0,15	0,19
0,16	–	–	1,13	1,03	– 0,23	– 16,86	–	–	1,12	1,07	0,84	– 1,10
	–	–	– 0,39	– 0,08	0,06	0,09	–	–	– 0,47	– 0,09	0,06	0,13
0,125	–	–	1,23	1,23	0,49	– 7,42	–	–	–	1,22	1,11	0,03
	–	–	– 0,95	– 0,32	– 0,07	0	–	–	–	– 0,33	– 0,07	0,05
0,10	–	–	–	1,36	0,83	– 3,00	–	–	–	–	–	–
	–	–	–	– 0,75	– 0,28	– 0,15	–	–	–	–	–	–

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п$ = 0,63					$\bar{f}_п$ = 0,5			
	$\frac{Q_б}{Q_с}$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,8	0,5	0,4
0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,45	0,38	0,19	– 0,40	– 2,80	–	–	–	–
	– 0,12	0,28	0,43	0,48	0,44	–	–	–	–
0,50	0,54	0,45	0,38	0,09	– 1,02	0,42	0,32	0,13	– 0,39
	– 0,47	0,14	0,35	0,43	0,43	– 0,14	0,27	0,50	0,57
0,40	–	0,60	0,52	0,35	– 0,19	0,55	0,47	0,35	0,08
	–	– 0,05	0,23	0,36	0,40	– 0,42	0,12	0,38	0,52
0,32	–	0,74	0,66	0,53	0,21	–	–	–	–
	–	– 0,29	0,10	0,27	0,35	–	–	–	–
0,25	–	–	0,84	0,73	0,52	–	–	–	–
	–	–	– 0,08	0,14	0,26	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Тройник (приточный) типа **Боковое ответвление [389]**	**Диаграмма** **1.8.5 – 18**



1. $0 < \alpha < 60^\circ$ и $\alpha = 90^\circ$ при $\frac{h_б}{h_c} \le \frac{2}{3}$;

$h_б$ – высота сечения бокового ответвления; h_c – высота сечения сборного рукава.

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2} = A'\left[1+\left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2 - 2\frac{w_б}{w_c}\cos\alpha\right] = A'\zeta'_{с.б}$$

где A' см. 1.8.5.1 п. 15; при $\alpha = 90^\circ$ принять $A' = 1,0$.

2. $\alpha = 90^\circ$ и $\frac{h_б}{h_c} = 1,0$ (до $\frac{w_б}{w_c} \approx 2,0$):

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2} = \zeta'_{с.б}\left[1+0,3\left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2\right]$$

где $\zeta'_{с.б}$ см. таблицу и кривые $\zeta'_{с.б} = f\left(\frac{w_б}{w_c}\right)$ при различных α;

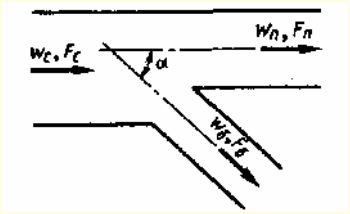
$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2};\quad \frac{w_б}{w_c} = \frac{Q_б}{Q_c}\frac{F_c}{F_б}$$

Значения $\zeta'_{с.б}$

$\frac{w_б}{w_c}$	$\alpha = 90^\circ$				$\alpha = 90^\circ$	
	15	30	45	60	$\frac{h_б}{h_c} \le \frac{2}{3}$	$\frac{h_б}{h_c} = 1,0$
0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,1	0,82	0,84	0,87	0,91	1,01	1,0
0,2	0,65	0,70	0,75	0,84	1,04	1,01
0,4	0,38	0,46	0,60	0,76	1,16	1,05
0,6	0,20	0,31	0,50	0,65	1,35	1,11
0,8	0,09	0,25	0,51	0,80	1,64	1,19
1,0	0,07	0,27	0,58	1,00	2,00	1,30
1,2	0,12	0,36	0,74	1,23	2,44	1,43
1,4	0,24	0,70	0,98	1,54	2,96	1,59
1,6	0,46	0,80	1,30	1,98	3,54	1,77
2,0	1,10	1,52	2,16	3,00	4,60	2,20
2,6	2,75	3,23	4,10	5,15	7,76	–
3,0	7,20	7,40	7,80	8,10	9,00	–
4,0	14,1	14,2	14,8	15,0	16,0	–
5,0	23,2	23,5	23,8	24,0	25,0	–
6,0	34,2	34,5	35,0	35,0	36,0	–
8,0	62,0	62,7	63,0.	63,0	64,0	–
10	98,0	98,3	98,6	99,0	100	–

Справочник по гидравлике

Тройник (приточный) типа $F_б + F_п = F_c; \alpha = 0^\circ \div 90^\circ$ **Боковое ответвление [389]**	**Диаграмма 1.8.5 – 19**



$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2 - 2\frac{w_б}{w_c}\cos\alpha - K'_б\left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2$$

α°	15	30	45	60	90
$K'_б$	0,04	0,16	0,36	0,64	1,00

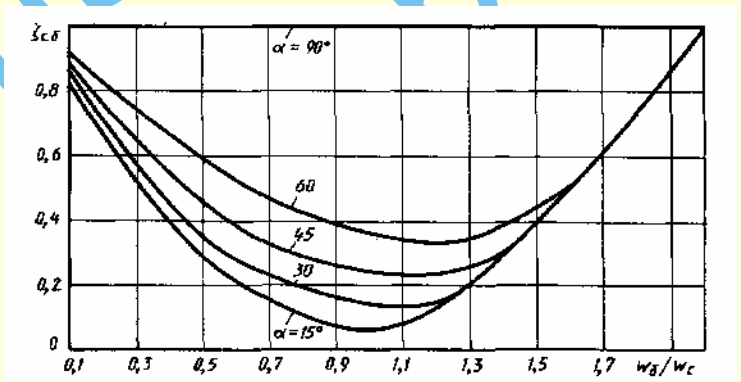
$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{w_б}{w_c}\right)^2}$$

$$\frac{w_б}{w_c} = \frac{Q_б}{Q_c}\frac{F_c}{F_б}$$

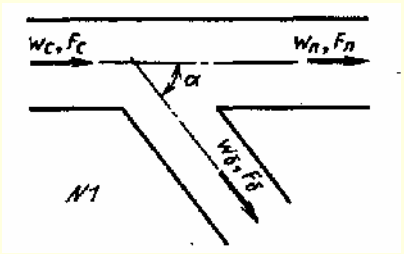
$\zeta_{с.б} = f\left(\frac{w_б}{w_c}\right)$ при различных α, см. также таблицу и график

Значения $\zeta_{с.б}$

α°	$\frac{w_б}{w_c}$												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
15	0,81	0,65	0,51	0,38	0,28	0,20	0,11	0,06	0,14	0,30	0,51	0,76	1,00
30	0,84	0,69	0,56	0,44	0,34	0,26	0,19	0,15	0,15	0,30	0,51	0,76	1,00
45	0,87	0,74	0,63	0,54	0,45	0,38	0,29	0,24	0,23	0,30	0,51	0,76	1.00
60	0,90	0,82	0,79	0,66	0,59	0,53	0,43	0,36	0,33	0,39	0,51	0,76	1,00
90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00



Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_c; F_п = F_c$; **(№ 1) и** $F_б + F_п = F_c; \alpha = 0^\circ \div 90^\circ$ **(№ 2).Проход [234, 389]**	**Диаграмма 1.8.5 – 20**



№ 1. $F_б + F_п > F_c; F_п = F_c;$

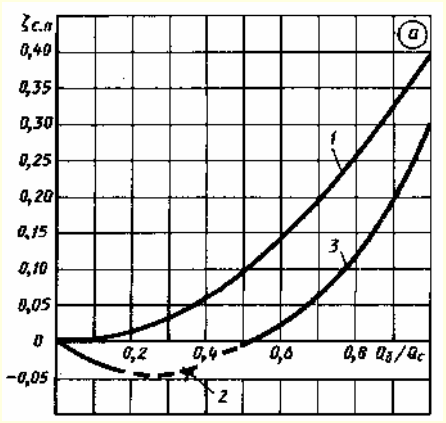
$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = \frac{\tau_п}{\left(\frac{Q_б}{Q_c}\right)^2}$$

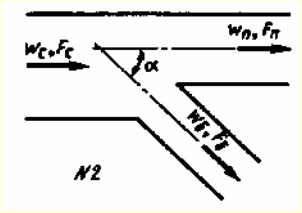
где $\tau_п$ см. таблицу; $\zeta_{с.п}$ см. также таблицу 1 и график *а.*

Справочник по теплотехнике

Продолжение

Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с$; (№ 1) и $F_б + F_п = F_с; \alpha = 0^\circ \div 90^\circ$ (№ 2). Проход [234, 389]	**Диаграмма 1.8.5 – 20**





№ 2. $F_б + F_п = F_с$; $\alpha \gtrless 1{,}0$

$$\zeta_{с.п} = \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$$ см. таблицу 2 и график *б*;

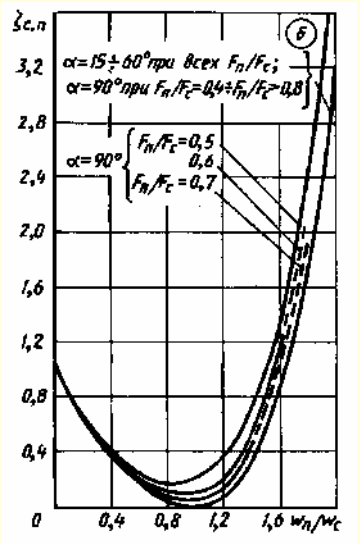
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2};$$

$$\frac{w_п}{w_с} = \frac{Q_п}{Q_с}\frac{F_с}{F_п}$$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\leq 0{,}4$	$>0{,}4$	
$\frac{Q_б}{Q_с}$	$0 \div 1{,}0$	$\leq 0{,}5$	$> 0{,}5$
$\tau_п$	0,4	$2\left(\frac{2Q_б}{Q_с} - 1\right)$	$0{,}3\left(\frac{2Q_б}{Q_с} - 1\right)$

Значения $\zeta_{с.п}$ *Таблица 1*

$\frac{Q_б}{Q_с}$										
0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1. $\frac{F_б}{F_с} \leq 0{,}4$; $\frac{Q_б}{Q_с} = 0 \div 10$										
0	0,004	0,016	0,036	0,064	0,100	0,144	0,196	0,256	0,324	0,40
2. $\frac{F_б}{F_с} > 0{,}4$; $\frac{Q_б}{Q_с} \leq 0{,}5$										
0	– 0,016	– 0,048	– 0,072	– 0,064	0	–	–	–	–	–
3. $\frac{F_б}{F_с} > 0{,}4$; $\frac{Q_б}{Q_с} > 0{,}5$							21			
–	–	–	–	–	0	0,021	0,059	0,115	0,194	0,30

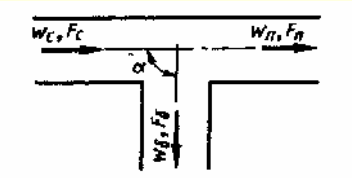


Значения $\zeta_{с.п}$ *Таблица 2*

$\frac{w_п}{w_с}$	α°					
	15 – 60°		90°			
	$\frac{F_п}{F_с}$					
	0 – 1,0	0 – 0,4	0,5	0,6	0,7	≥ 0,8
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
0,2	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
0,3	0,50	0,50	0,52	0,52	0,50	0,50
0,4	0,36	0.36	0,40	0,38	0,37	0,36
0,5	0,25	0,25	0,30	0,28	0,27	0,25
0,6	0,16	0,16	0,23	0,20	0,18	0,16
0,8	0,04	0,04	0,17	0,10	0,07	0,04
1,0	0,00	0,00	0,20	0,10	0,05	0,00
1,2	0,07	0,07	0,36	0,21	0,14	0,07
1,4	0,39	0,39	0,79	0,59	0,39	–
1,6	0,90	0,90	1,40	1,16	–	–
1,8	1,78	1,78	2,44	–	–	–
2,0	3,20	3,20	4,00	–	–	–

Справочник ПЭ Гидравлике

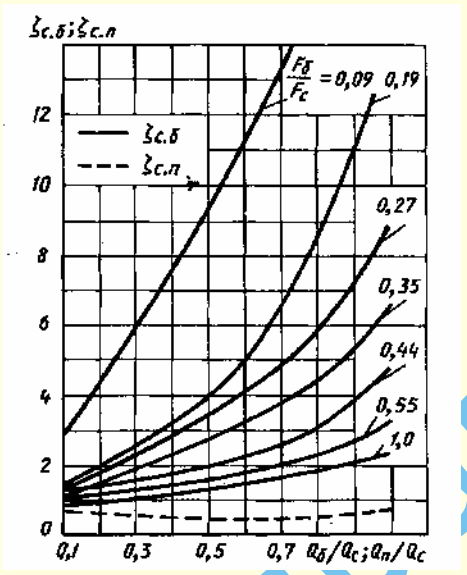
Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_с$; $F_п = F_с$; $\alpha = 45^\circ$ из ковкого чугуна на резьбе; $\alpha = 90°$ [240]	**Диаграмма 1.8.5 – 21**



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} \text{ см. таблицу и кривые } \zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right) \text{ при различных } \frac{F_б}{F_п};$$

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}$$



Проход

$$\zeta_{с.п} = \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} \text{ см. таблицу и кривую } \zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_п}{Q_с}\right) \text{ при различных } \frac{F_б}{F_с};$$

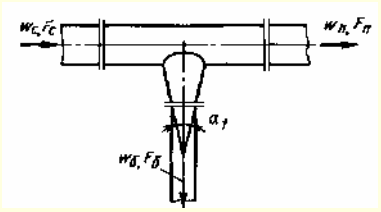
$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2}$$

Значения $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$ для $\zeta_{с.б}$; $\frac{Q_п}{Q_с}$ для $\zeta_{с.п}$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Значения $\zeta_{с.б}$										
0,09	2,80	4,50	6,00	7,88	9,40	11,1	13,0	15,8	20,0	24,7
0,19	1,41	2,00	2,50	3,20	3,97	4,95	6,50	8,45	10,8	13,3
0,27	1,37	1,81	2,30	2,83	3,40	4,07	4,80	6,00	7,18	8,90
0,35	1,10	1,54	1,90	2,35	2,73	3,22	3,80	4,32	5,28	6,53
0,44	1,22	1,45	1,67	1,89	2,11 .	2,38	2,58	3,04	3,84	4,75
0,55	1,09	1,20	1,40	1,59	1,65	1,77	1,94	2,20	2,68	3,30
1,00	0,90	1,00	1,13	1,20	1,40	1,50	1,60	1,80	2,06	2,30
Значения $\zeta_{с.п}$										
При всех $\frac{F_б}{F_с}$	0,70	0,64	0,60	0,57	0,55	0,51	0,49	0,55	0,62	0,70

Справочник по гидравлике

Тройник (приточный); $\alpha = 90^\circ$ **; ответвления конические (** $\alpha_1 = var$ **);** $Re = \frac{w_c D_c}{\nu} > 10^4$ **; материал – кровельная сталь (грубое исполнение) [463]**	**Диаграмма 1.8.5 – 22**

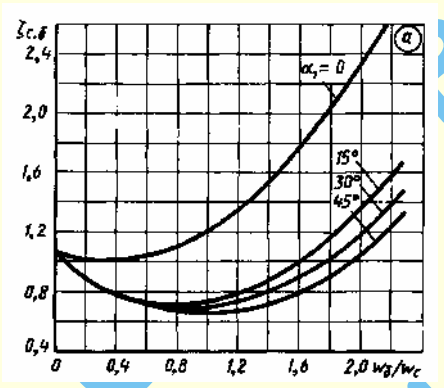


Боковое ответвление $\frac{F_б}{F_c} = 0,67$;

$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2 / 2}$ см. таблицу и график *а*

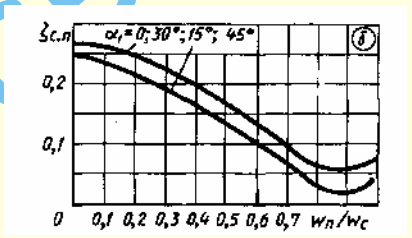
Значения $\zeta_{с.б}$ **(график *а*)**

α_1°	$\frac{w_б}{w_c}$									
	0	0,2	0,4	0,6	1,0	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
0	1,08	1,01	1,0	1,02	1,22	1,57	1,8	2,05	2,45	2,8
15	1,05	0,90	0,77	0,70	0,75	0,90	1,0	1,2	1,4	1,6
30	1,05	0,90	0,77	0,70	0,70	0,80	0,90	1,02	1,20	1,4
45	1,05	0,90	0,77	0,70	0,68	0,70	0,80	0,90	1,05	1,25



Проход $\frac{F_п}{F_c} = 1,0$; $\frac{F_б}{F_c} = 0,67$;

$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2 / 2}$ см. таблицу и график *б*

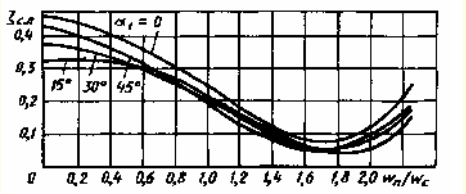


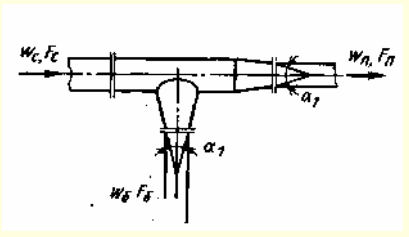
Значения $\zeta_{с.п}$ **(график *б*)**

α_1°	$\frac{w_п}{w_c}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1.0
0, 30	0,272	0,263	0,250	0,225	0,200	0,163	0,125	0,100	0,063	0,050	0,082
15, 45	0,243	0,236	0,215	0,185	0,160	0,135	0,100	0,060	0,032	0,065	0,050

Проход $\frac{F_п}{F_c} = 0,67$; $\frac{F_б}{F_c} = 0,67$

$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2 / 2}$ см. таблицу и график *в*





Справочник по гидравлике

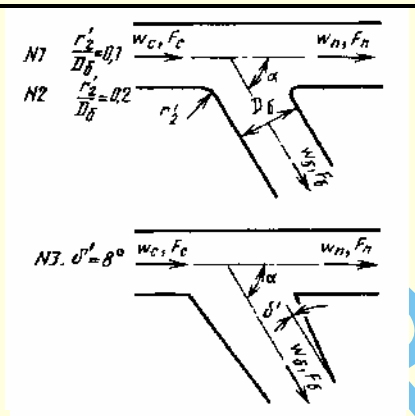
Продолжение

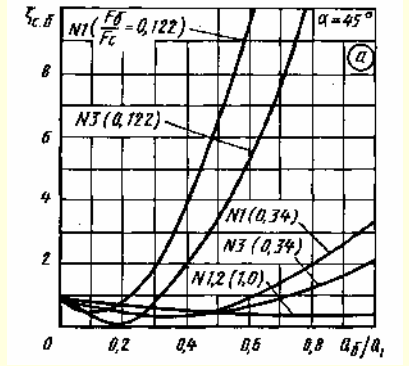
Тройник (приточный); $\alpha = 90^\circ$; ответвления конические ($\alpha_1 = \text{var}$); $\text{Re} = \frac{w_c D_c}{\nu} > 10^4$; материал – кровельная сталь (грубое исполнение) [463]	**Диаграмма 1.8.5 – 22**

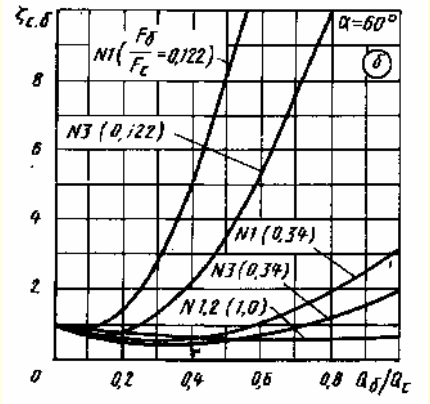
Значения $\zeta_{с.п}$ (график *в*)

α_1°	$\frac{w_п}{w_c}$											
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
0	0,467	0,445	0,400	0,361	0,310	0,275	0,175	0,125	0,080	0,075	0,125	0,212
15	0,325	0,325	0,325	0,300	0,260	0,220	0,167	0,09	0,067	0,050	0,050	0,125
30	0,375	0,367	0,333	0,300	0,250	0,200	0,150	0,10	0,067	0,06	0,075	0,150
45	0,425	0,400	0,355	0,325	0,250	0,190	0,133	0,10	0,05	0,006	0,075	0,15

Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_c; F_п = F_c$; улучшенной формы [242, 872, 944, 1036]	**Диаграмма 1.8.5 – 23**







Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} = \frac{\Delta p_б}{\rho w_c^2/2}$ см. таблицы и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\frac{Q_б}{Q_c}\right)$ графиков *а, б, в;*

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_c}\frac{F_c}{F_б}\right)^2};$$

Значения $\zeta_{с.б}$ ($\alpha = 45^\circ$)

$\frac{Q_б}{Q_c}$	№ 1 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,1\right)$			№ 2 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,2\right)$	№ 3 $\left(\delta'=8^\circ\right)$	
	$\frac{F_б}{F_c}$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	0,4	0,62	0,77	0,77	0,4	0,62
0,3	1,9	0,35	0,56	0,56	0,9	0,35
0,6	9,6	0,90	0,32	0,32	5,4	0,60
1,0	30,6	3,35	0,32	0,32	17,4	2,00

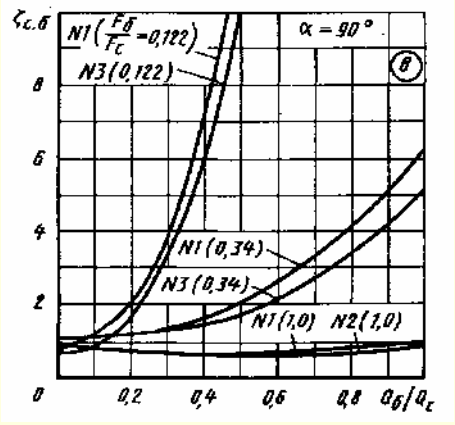
Значения $\zeta_{с.б}$ ($\alpha = 60^\circ$)

$\frac{Q_б}{Q_c}$	№ 1 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,1\right)$			№ 2 $\left(\frac{r_1'}{D_б}=0,2\right)$	№ 3 $\left(\delta'=8^\circ\right)$	
	$\frac{F_б}{F_c}$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	0,9	0,77	0,84	0,84	0,7	0,67
0,3	2,7	0,60	0,67	0,67	1,3	0,44
0,6	12,0	1,10	0,53	0,53	5,4	0,68
1,0	36,7	3,16	0,62	0,62	16,6	1,85

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник (приточный) типа $F_б + F_п > F_с; F_п = F_с$; улучшенной формы [242, 872, 944, 1036]	**Диаграмма 1.8.5 – 23**



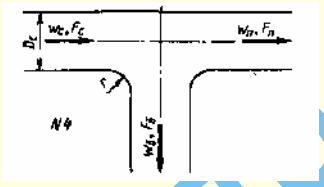
Проход

$\zeta_{с.п} = \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2 / 2}$ см. диаграмму 1.8.5 – 20

Значения $\zeta_{с.б}$ ($\alpha = 90^\circ$)

$\frac{Q_б}{Q_с}$	№ 1 $\left(\frac{r_1'}{D_б} = 0,1\right)$			№ 2 $\left(\frac{r_1'}{D_б} = 0,2\right)$	№ 3 $\left(\delta' = 8^\circ\right)$	
	$\frac{F_б}{F_с}$					
	0,12	0,34	1,0	1,0	0,12	0,34
0,1	1,2	1,15	0,85	0,85	0,9	1,10
0,3	4,0	1,42	0,77	0,74	3,4	1,30
0,6	17,8	2,65	0,78	0,69	17,3	2,17
1,0	–	6,30	1,00	0,91	–	5,20

Боковое ответвление

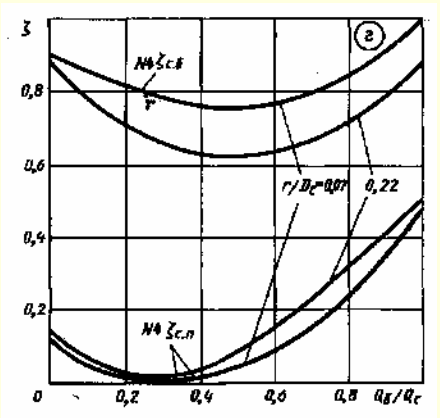


при $\alpha = 90^\circ$ и $\dfrac{F_б}{F_с} = 1,0$

$\zeta_{с.б} = \dfrac{\Delta p}{\rho w_с^2 / 2}$ см. таблицы и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\dfrac{Q_б}{Q_с}, \dfrac{r}{D_с}\right)$ графика *г*

Значения $\zeta_{с.б}$ (№ 4)

$\frac{r}{D_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с} = \frac{w_б}{w_с}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,07	0,89	0,84	0,81	0,78	0,76	0,75	0,76	0,79	0,84	0,91	1,0
0,22	0,88	0,78	0,71	0,66	0,64	0,63	0,63	0,65	0,71	0,78	0,87



Проход

при $\alpha = 90^\circ$ и $\dfrac{F_б}{F_с} = 1,0$

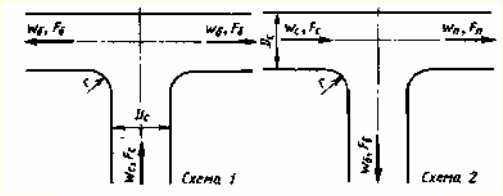
$\zeta_{с.п} = \dfrac{\Delta p}{\rho w_с^2 / 2}$ см. таблицы и кривые $\zeta_{с.б} = f\left(\dfrac{Q_б}{Q_с}, \dfrac{r}{D}\right)$ графика *г*

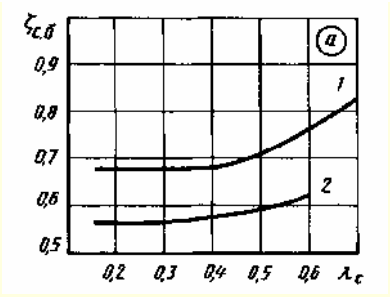
Значения $\zeta_{с.п}$ (№ 4)

$\frac{r}{D_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с} = \frac{w_б}{w_с}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,07	0,13	0,07	0,03	0	0,01	0,04	0,08	0,16	0,24	0,34	0,45
0,22	0,10	0,06	0,02	0	0,03	0,09	0,15	0,23	0,30	0,40	0,50

Справочник по гидравлике

Тройники при больших скоростях; $\alpha = 90^\circ$, улучшенной формы; $Re > 2 \cdot 10^5$ [631]	**Диаграмма 1.8.5 – 24**





Боковое ответвление

$\zeta_{с.б} \equiv \dfrac{\Delta p_б}{\rho w_с^2 / 2}$ см. таблицы и кривые графиков *а, б* и *в*.

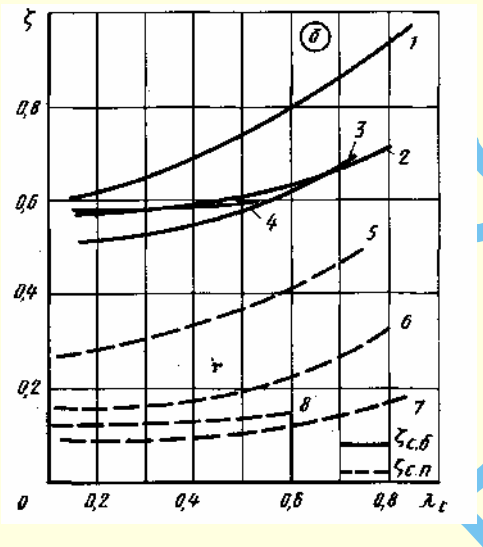
а. Симметричный тройник типа $F_б = F_с$;

$\dfrac{r}{D_с} = 0,5$ (схема 1, график *а*)

Значения $\zeta_{с.б}$

№ кривой	$\dfrac{G_б}{G_с}$	$\lambda_с = \dfrac{w_с}{a_{кр}}$					
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
1	0,2 – 0,8	0,68	0,68	0,64	0,71	0,77	0,83
2	1,0	0,57	0,57	0,58	0,60	0,62	0,68

б. Тройник при разделении потока типа $F_б + F_п > F_с; F_б = F_п = F_с; \dfrac{r}{D_с} = 0,5$ (схема 2, график *б*)

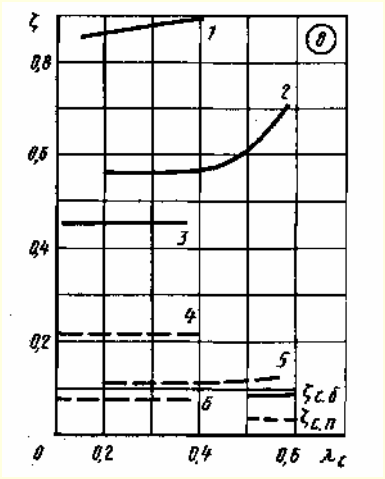


Значения $\zeta_{с.б}$

№ кривой	$\dfrac{G_б}{G_с}$	$\lambda_с = \dfrac{w_с}{a_{кр}}$							
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1	0,2	0,62	0,65	0,69	0,73	0,80	0,87	0,95	1,05
2	0,5	0,58	0,59	0,60	0,62	0,63	0,67	0,82	–
3	0,8	0,51	0,52	0,54	0,59	0,62	0.68	0,77	–
4	1,0	0,58	0,59	0,59	0,6	0,61	–	–	–

в. Тройник при разделении потока типа

$F_б + F_п = F_с; F_б = F_п; \dfrac{r}{D_с} = 0,5$ (схема 2, график *в*)



Значения $\zeta_{с.б}$

№ кривой	$\dfrac{G_б}{G_с}$	$\lambda_с = \dfrac{w_с}{a_{кр}}$				
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
1	0,25	0,87	0,88	0,90	–	–
2	0,5	0,57	0,57	0,57	0,6	0,73
3	0,8	0,46	0,46	0,47	–	–

Проход

$\zeta_{с.п} \equiv \dfrac{\Delta p_п}{\rho w_с^2 / 2}$ см. таблицы и кривые графиков *б* и *в*.

а. Тройник при разделении потока типа $F_б + F_п > F_с; F_б = F_п = F_с$;

$\dfrac{r}{D_с} = 0,5$ (схема 2, график *б*)

б. Тройник при разделении потока типа $F_б + F_п = F_с; F_б = F_п$;

$\dfrac{r}{D_с} = 0,5$ (схема 2, график *в*)

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройники при больших скоростях; $\alpha = 90^\circ$, улучшенной формы; $Re > 2 \cdot 10^5$ [631] | **Диаграмма 1.8.5 – 24**

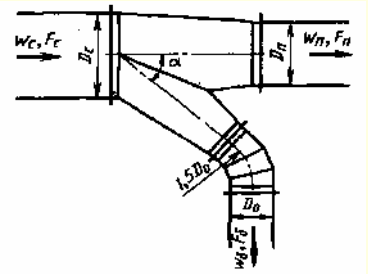
Значения $\zeta_{с.п}$

№ кривой	$\frac{G_б}{G_с}$	$\lambda_с = \frac{w_с}{a_{кр}}$							
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
5	0,2	0,28	0,31	0,33	0,37	0,41	0,47	0,55	–
6	0,5	0,16	0,17	0,18	0,20	0,22	0,27	0,32	–
7	0,8	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,13	0,17	0,22
8	1,0	0,12	0,12	0,13	0,14	0,15	–	–	–

Значения $\zeta_{с.п}$

№ кривой	$\frac{G_б}{G_с}$	$\lambda_с = \frac{w_с}{a_{кр}}$				
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
4	0,25	0,22	0,22	0,22	0,22	–
5	0,5	0,11	0,11	0,11	0,12	0,13
6	0,8	0,08	0,08	0,08	0,08	–

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \le 45^\circ$ [340] | **Диаграмма 1.8.5 – 25**



Проход при $\bar{w} = \frac{w_п}{w_с} < 2$

Боковое ответвление при $\bar{w}_б = \frac{w_б}{w_с} \le 3$;

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 - 1{,}38\frac{w_б}{w_с} + \left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2 - 0{,}06\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^3$$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 0{,}28 - 0{,}9\frac{w_п}{w_с} + 0{,}955\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2 - 0{,}157\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^3;$$

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2};\quad \zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}.$$

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с} = 1$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
0,8	1,31	2,21	4,41	–	–	–	0,89	1,31	2,21	4,41	–	–
	0,20	0,14	0,13	–	–	–	0,20	0,13	0,14	0,15	–	–
0,63	0,80	1,30	2,48	6,44	–	–	0,60	0,80	1,27	2,48	6,44	–
	0,20	0,14	0,13	0,14	–	–	0,20	0,13	0,14	0,15	0,18	–
0,50	0,58	0,79	1,44	3,78	–	–	0,47	0,56	0,79	1,44	3,78	19,09
	0,20	0,14	0,13	0,14	–	–	0,20	0,13	0,14	0,15	0,18	0,20
0,40	0,46	0,56	0,89	2,21	11,46	–	0,43	0,46	0,56	0,89	2,21	11,47
	0,20	0,14	0,13	0,14	0,16	–	0,20	0,13	0,14	0,15	0,18	0,20
0,32	0,43	0,46	0,61	1,31	6,81	–	0,44	0,43	0,46	0,61	1,31	6,80
	0,20	0,14	0,13	0,14	0,16	–	0,20	0,13	0,14	0,15	0,18	0,20
0,25	0,44	0,43	0,47	0,79	3,78	19,09	–	0,44	0,43	0,47	0,79	3,78
	0,20	0,14	0,13	0,14	0,16	0,17	–	0,13	0,14	0,15	0,18	0,20
0,20	–	0,44	0,43	0,56	1,90	11,46	–	–	0,44	0,43	0,56	1,90
	–	0,14	0,13	0,14	0,16	0,17	–	–	0,14	0,15	0,18	0,20
0,16	–	–	0,44	0,46	1,31	6,81	–	–	0,46	0,44	0,46	1,31
	–	–	0,13	0,14	0,16	0,17	–	–	0,22	0,15	0,18	0,20
0,125	–	–	0,45	0,43	0,79	3,78	–	–	–	0,45	0,43	0,79
	–	–	0,13	0,14	0,16	0,17	–	–	–	0,15	0,18	0,20
0,10	–	–	–	0,44	0,56	2,21	–	–	–	–	–	–
	–	–	–	0,14	0,16	0,17	–	–	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение

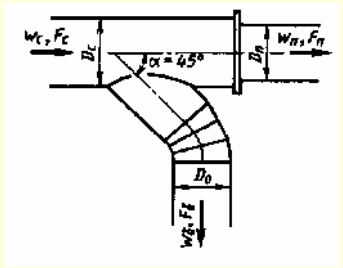
Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \le 45^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 25**

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = 0{,}63$					$\bar{f}_п = 0{,}5$			
	$\frac{Q_б}{Q_с}$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,50	0,60	0,80	1,27	2,48	–	–	–	–
	0,23	0,13	0,14	0,17	0,20	–	–	–	–
0,50	0,44	0,47	0,56	0,79	1,44	0,44	0,47	0,58	0,79
	0,23	0,13	0,14	0,17	0,20	0,14	0,14	0,18	0,21
0,40	–	0,43	0,46	0,56	0,89	0,43	0,43	0,46	0,56
	–	0,13	0,14	0,17	0,20	0,14	0,14	0,18	0,21
0,32	–	0,44	0,43	0,46	0,61	–	–	–	–
	–	0,13	0,14	0,17	0,20	–	–	–	–
0,25	–	–	0,44	0,43	0,47	–	–	–	–
	–	–	0,14	3,17	0,20	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \le 45^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 26**



Боковое ответвление при $\bar{w}_б = \frac{w_б}{w_с} \le 3$;

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = 1 - 1{,}38\frac{w_б}{w_с} + \left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2 - 0{,}06\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^3$$

Проход при $\bar{w} = \frac{w_п}{w_с} < 2$

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = 0{,}28 - 0{,}9\frac{w_п}{w_с} + \frac{0{,}955}{\bar{f}_п^{0{,}5}}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^2 - \frac{0{,}157}{\bar{f}_п}\left(\frac{w_п}{w_с}\right)^3;$$

$$\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с};$$

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2}; \quad \zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1 - \frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}.$$

Продолжение

Тройник нормализованной конструкции (приточный); $\alpha \le 45^\circ$ [340]	**Диаграмма 1.8.5 – 26**

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

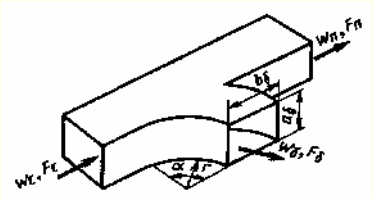
$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = \frac{F_п}{F_с} = 1$						$\bar{f}_п = 0{,}8$					
	$\frac{Q_б}{Q_с}$											
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,10	0,05	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,10
0,8	1,31	2,21	4,41	–	–	–	0,89	1,31	2,21	4,41	–	–
	0,20	0,14	0,13	–	–	–	0,30	0,22	0,22	0,23	–	–
0,63	0,80	1,30	2,48	6,44	–	–	0,60	0,80	1,27	2,48	6,44	–
	0,20	0,14	0,13	0,14	–	–	0,30	0,22	0,22	0,23	0,25	–
0,50	0,56	0,79	1,44	3,78	–	–	0,47	0,56	0,79	1,44	3,78	19,09
	0,20	0,14	0,13	0,14	–	–	0,30	0,22	0,22	0,23	0,25	0,27
0,40	0,46	0,56	0,89	2,21	11,46	–	0,43	0,46	0,56	0,89	2,21	11,47
	0,20	0,14	0,13	0,14	0,16	–	0,30	0,22	0,22	0,23	0,25	0,27
0,32	0,43	0,43	0,61	1,31	6,81	–	0,44	0,43	0,46	0,61	1,31	6,81
	0,20	0,14	0,13	0,14	0,16	–	0,30	0,22	0,22	0,23	0,25	0,27
0,25	0,44	0,44	0,47	0,79	3,78	19,09	–	–	0,43	0,47	0,79	3,78
	0,20	0,14	0,13	0,14	0,16	0,17	–	–	0,22	0,23	0,25	0,27
0,20	–	–	0,43	0,56	1,90	11,46	–	–	0,44	0,43	0,56	1,90
	–	–	0,13	0,14	0,16	0,17	–	–	0,22	0,23	0,25	0,27
0,16	–	–	0,44	0,46	1,31	6,81	–	–	0,46	0,44	0,46	1,31
	–	–	0,13	0,14	0,16	0,17	–	–	0,22	0,23	0,25	0,27
0,125	–	–	0,45	0,43	0,79	3,78	–	–	–	0,45	0,43	0,79
	–	–	0,13	0,14	0,16	0,17	–	–	–	0,23	0,25	0,27
0,10	–	–	–	0,44	0,56	2,21	–	–	–	–	–	–
	–	–	–	0,14	0,16	0,17	–	–	–	–	–	–

Значения $\zeta_б$ (верхн.) и $\zeta_п$ (нижн.)

$\frac{F_б}{F_с}$	$\bar{f}_п = 0{,}63$					$\bar{f}_п = 0{,}5$			
	$\frac{Q_б}{Q_с}$								
	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	0,5	0,4
0,8	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,63	0,50	0,60	0,80	1,27	2,48	–	–	–	–
	0,43	0,32	0,32	0,33	0,34	–	–	–	–
0,50	0,44	0,47	0,56	0,79	1,44	0,44	0,47	0,56	0,79
	0,43	0,32	0,32	0,33	0,34	0,44	0,41	0,42	0,42
0,40	–	0,43	0,46	0,56	0,61	0,43	0,43	0,46	0,56
	–	0,32	0,32	0,33	0,34	0,44	0,41	0,42	0,42
0,32	–	0,44	0,43	0,46	0,47	–	–	–	–
	–	0,32	0,92	0,33	0,34	–	–	–	–
0,25	–	–	0,44	0,43	0,44	–	–	–	–
	–	–	0,32	0,33	0,34	–	–	–	–
0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,16	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,125	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,10	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Тройник (приточный, плавный) $\left(\frac{r}{b_б}=1,0\right)$ **типа** $F_б+F_п \geq F_с$ **прямоугольного сечения;** $\alpha=90^\circ$ **[596, 689]**	**Диаграмма 1.8.5 – 27**



Боковое ответвление

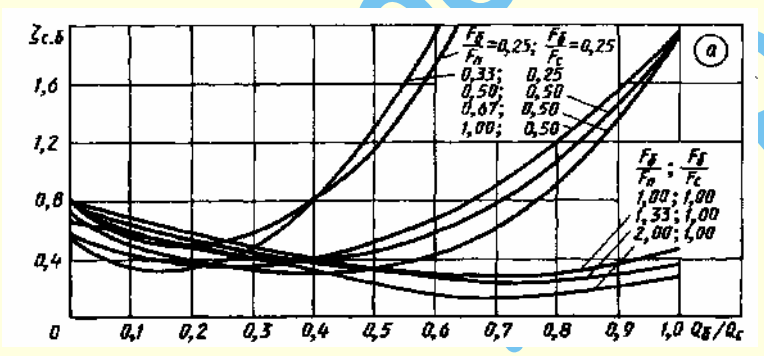
$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2} = a_0\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + b_1\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^3 + c_1$$

см. график *а;* a_0, b_1 и c_1 см. таблицу;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\frac{F_с}{F_б}\right)^2};$$

Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{F_б}{F_п}\left(\frac{F_б}{F_с}\right)$	$\frac{Q_б}{Q_с}$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,25 (0,25)	0,55	0,50	0,60	0,85	1,20	1,80	3,10	4,35	6,00
0,33 (0,25)	0,35	0,35	0,50	0,80	1,30	2,00	2,80	3,75	5,00
0,50 (0,50)	0,62	0.48	0,40	0,40	0,48	0,60	0.78	1,08	1,50
0,67 (0,50)	0,52	0,40	0,32	0,30	0,34	0,44	0,62	0,92	1,38
1,00 (0,50)	0,44	0,38	0,38	0,41	0,52	0,68	0,92	1,21	1,57
1,00 (1,00)	0,67	0,55	0,46	0,37	0,32	0.29	0,29	0,30	0,37
1,33 (1,00)	0,70	0,60	0,51	0,42	0,34	0,28	0,26	0,26	0,29
2,00 (1,00)	0,60	0,52	0,43	0,33	0,24	0,17	0,15	0,17	0,21



Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2} = a_2\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2 + b_2\frac{Q_б}{Q_с} + c_2$$

см. график *б*; a_2, b_2 и c_2 см. таблицу;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2} = \frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2\left(\frac{F_с}{F_п}\right)^2}$$

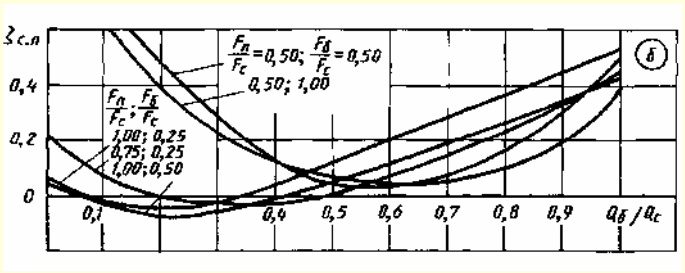
Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{F_п}{F_с}\left(\frac{F_б}{F_с}\right)$	$\frac{Q_б}{Q_с}$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
1,00 (0,25)	– 0,01	– 0,03	– 0,01	0,05	0,13	0,21	0,29	0,38	0,46
0,75 (0,25)	0,08	0,00	– 0,02	– 0,01	0,02	0,08	0,16	0,24	0,34
1,00 (0,50)	– 0,03	– 0,06	– 0,05	0,00	0,06	0,12	0,19	0,27	0,35
0,75 (0,50)	0,04	– 0,02	– 0,04	– 0,03	– 0,01	0,04	0,12	0,23	0,37
0,50 (0,50)	0,72	0,48	0,28	0,13	0,05	0,04	0,09	0,18	0,30
1,00 (1,00)	– 0,02	– 0,04	– 0,04	– 0,01	0,06	0,13	0,22	0,30	0,38
0,75 (1,00)	0,10	0	0,01	– 0,03	0,01	0,03	0,10	0,20	0,30
0,50 (1,00)	0,62	0,38	0,23	0,13	0,08	0,05	0,06	0,10	0,20

Справочник по гидравлике

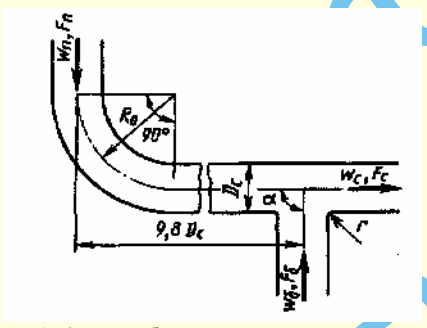
Продолжение

Тройник (приточный, плавный) $\left(\frac{r}{b_б}=1,0\right)$ **типа** $F_б+F_п \geq F_с$ **с прямоугольного сечения;** $\alpha=90^\circ$ **[596, 689]**	**Диаграмма 1.8.5 – 27**

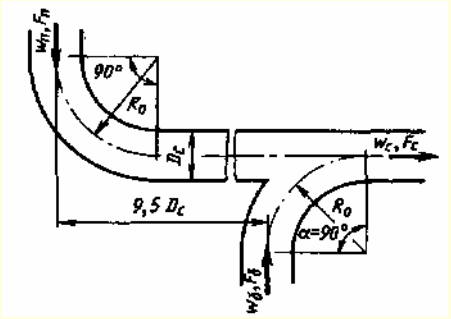


$\frac{F_б}{F_п}$	$\frac{F_п}{F_с}$	$\frac{F_б}{F_с}$	a_0	b_1	c_1	a_2	b_2	c_2
0,25	1,00	0,25	12,50	– 5,80	1,07	0,64	– 0,15	– 0,03
0,33	0,75	0,25	8,57	– 2,77	0,55	1,18	– 0,83	0,14
0,50	1,00	0,50	3,75	– 2,68	0,56	0,64	– 0,15	– 0,03
0,67	0,75	0,50	3,89	– 2,88	0,79	1,36	– 0,95	0,12
1,00	0,50	0,50	3,00	– 1,60	0,57	2,80	– 3,32	1,02
1,00	1,00	1,00	1,39	– 1,74	0,84	0,75	– 0,22	– 0,02
1,33	0,75	1,00	1,09	– 1,59	0,86	1,34	– 1,07	0,18
2,00	0,50	1,00	1,04	– 1,60	0,77	2,13	– 2,63	0,85

ройники (вытяжные) типа $F_б = F_п = F_с$ **несимметричные с плавными отводами на проходах** $\left(\frac{R_0}{D_с}=2,0\right); \alpha=90^\circ;\ \mathrm{Re}=\frac{w_с D_с}{\nu}>10^4$ **[821]**	**Диаграмма 1.8.5 – 28**



1.Кромка бокового ответвления слегка закруглена $\left(\frac{r}{D_с}=0,1\right)$



2.Боковое ответвление плавное $\left(\frac{R_0}{D_с}=2,0\right)$

Боковое ответвление

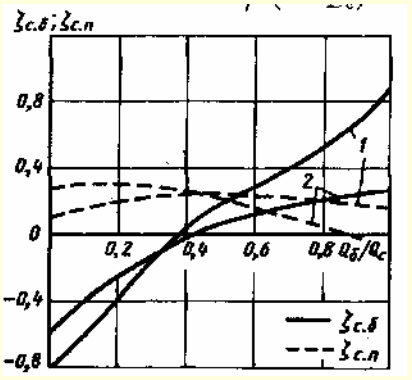
$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2/2}$$ см. таблицу и кривую $\zeta_{с.б}=\overline{f}\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$;

$$\zeta_б \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_б^2/2}=\frac{\zeta_{с.б}}{\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2};$$

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2/2}$$ см. таблицу и кривую $\zeta_{с.п}=f\left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)$;

$$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_п^2/2}=\frac{\zeta_{с.п}}{\left(1-\frac{Q_б}{Q_с}\right)^2};$$



Справочник по гидравлике

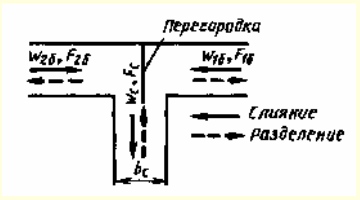
Продолжение

Тройники (вытяжные) типа $F_б = F_п = F_с$ несимметричные с плавными отводами на проходах $\left(\frac{R_0}{D_с} = 2,0\right); \alpha = 90^\circ;\ \mathrm{Re} = \frac{w_с D_с}{\nu} > 10^4$ [821]	**Диаграмма 1.8.5 – 28**

Значения $\zeta_{с.б}$ (в числителе) и $\zeta_{с.п}$ (в знаменателе)

Схема	$\frac{Q_б}{Q_с}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	– 0,80	– 0,59	– 0,35	– 0,15	0,02	0,18	0,31	0,40	0,54	0,70	0,90
	0,11	0,15	0,19	0,22	0,24	0,24	0,23	0,21	0,20	0,19	0,17
2	– 0,60	– 0,40	– 0,27	– 0,14	– 0,02	0,05	0,12	0,15	0,20	0,24	0,27
	0,28	0,30	0,29	0,28	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	– 0,02	– 0,08

Тройник симметричной формы (равносторонний) с резким поворотом на 90° [388, 390]	**Диаграмма 1.8.5 – 29**



1. Слияние потоков (противоток):

а) без перегородки

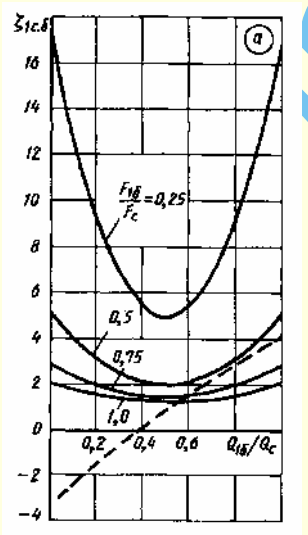
$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\triangle p_{1б}}{\rho w_с^2/2} = A\left\{1 + \left(\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2 + 3\left(\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 - \left(\frac{Q_б}{Q_с}\right)\right]\right\} = A\zeta'_{1с.б}$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_с}$ на графике *а*, *А*

см. 1.8.5.1., табл. 1.51.

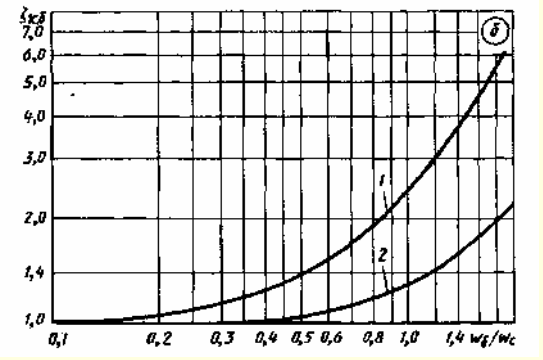
$$\zeta_{1б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_б^2/2} = \frac{\zeta_{1с.б}}{\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\cdot\frac{F_с}{F_{1б}}\right)^2};$$

Для другого бокового ответвления вместо индекса 1 применяется индекс 2



Значения $\zeta'_{1с.б}$ и $\zeta_{1с.б}$

$\frac{F_{1б}}{F_с}$	$\frac{Q_б}{Q_с}$										
	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
Без перегородки $\zeta'_{1с.б}$											
0,25	17,0	12,7	9,30	6,92	5,48	5,00	5,48	6,92	9,32	12,7	17,0
0,50	5,00	3,92	3,08	2,48	2,12	2,00	2,12	2,48	3,08	3,92	5,00
0,75	2,77	2,30	1,92	1,66	1,50	1,45	1,50	1,66	1,92	2,30	2,77
1,0	2,00	1,73	1,52	1,37	1,28	1,25	1,28	1,37	1,52	1,73	2,00
С перегородкой $\zeta_{1с.б}$											
1,0	– 3,25	– 2,40	– 1,51	– 0,80	0	0,75	1,45	2,15	2,85	3,50	4,15



б) с перегородкой

$\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)$ см. штриховую линию графика *а.*

2. Разделение потока (прямоток)

$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_б^2/2} = 1 + k_{1,2}\left(\frac{w_б}{w_с}\right)^2$; см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{w_б}{w_с}\right)$ графика *б*, где $k_1 \approx 1,5$ – для чугунных стандартных тройников на резьбе; $k_2 \approx 0,3$ —для сварных тройников

Справочник по гидравлике

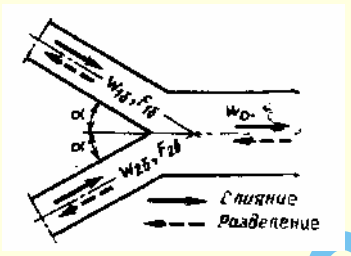
Продолжение

Тройник симметричной формы (равносторонний) с резким поворотом на 90° [388, 390]	**Диаграмма 1.8.5 – 29**

Значения $\zeta_{1с.б}$

Вид тройника	$\frac{w_б}{w_с}$													
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
Стандартный чугунный (кривая *1*)	1,02	1,06	1,14	1,24	1,38	1,54	1,74	1,96	2,22	2,50	3,16	3,94	4,84	7,0
Сварной (кривая *2*)	1,0	1,01	1,03	1,05	1,08	1,11	1,15	1,19	1,24	1,30	1,43	1,59	1,77	2,2

Тройник симметричной формы типа $F_с = F_{1б} + F_{2б} = 2F_б$ с острыми углами поворота при $\alpha = 15 \div 45^\circ$ [393]	**Диаграмма 1.8.5 – 30**

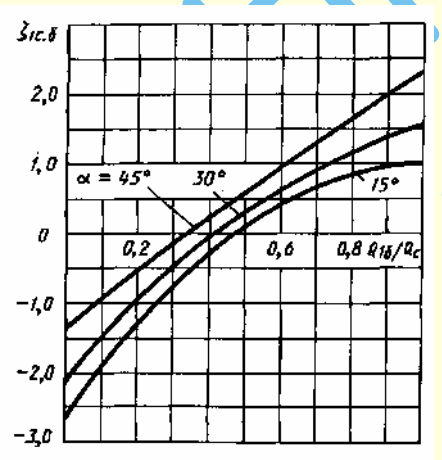


1) Слияние потоков (вытяжной тройник)

$$\alpha = 15^\circ;\ \zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_0^2/2} = 7,3\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 + 0,07\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4 + \left(1-\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4\right] - 3,7\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 - 2,64;$$

$$\alpha = 30^\circ;\ \zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2} = 6,6\frac{Q_{1б}}{Q_с} + 0,25\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4 + \left(1-\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4\right] - 3,0\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 - 2,30;$$

$$\alpha = 45^\circ;\ \zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2} = 5,6\frac{Q_{1б}}{Q_с} + 0,50\left[\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4 + \left(1-\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^4\right] - 2,0\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)^2 - 1,80;$$



$\zeta_{1с.б}$ см. таблицу и график.

2) Разделение потока (приточный тройник):

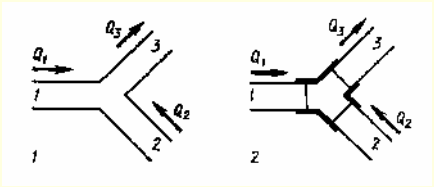
$\zeta_{1с.б} = \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}$ определяется ориентировочно, как для бокового ответвления обычного тройника типа $F_с = F_б + F_п$ по диаграмме 1.8.5– 19.

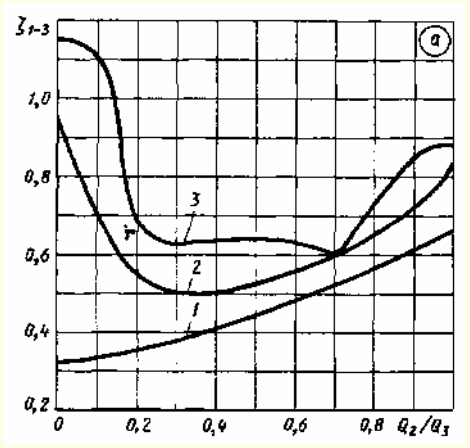
Значения $\zeta_{1с.б}$

α°	$\frac{Q_{1б}}{Q_с}$										
	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
15	– 2,56	– 1,89	– 1,30	– 0,77	– 0,30	0,10	0,41	0,67	0,85	0,97	1,04
30	– 2,05	– 1,51	– 1,00	– 0,53	– 0,10	0,28	0,69	0,91	1,09	1,37	1,55
45	– 1,30	– 0,93	– 0,55	– 0,16	0,20	0,56	0,92	1,26	1,61	1,95	2,30

Гидравлике

Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [856]	**Диаграмма 1.8.5 – 31**





1. Слияние потоков (вытяжной тройник) под углами 45°и 90° (схемы 1 и 2):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *а,* или по формулам:

при $0 \le \dfrac{Q_2}{Q_3} \le 0,4\,0$

$\zeta_{1-3} = 0,33 + 0,51\left(\dfrac{Q_2}{Q_3}\right)^2$;

при $0,4 \le \dfrac{Q_2}{Q_3} \le 1,0$

$\zeta_{1-3} = 0,26 + 0,38\dfrac{Q_2}{Q_3}$;

2) ответвления на резьбе при δ = 0 (δ см. рис. 1.170):

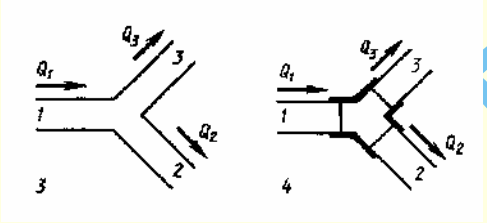
$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *а;*

3) ответвления на резьбе при $\dfrac{\delta}{D_0} \approx 0,13$:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_3^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *а*

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	$\frac{Q_2}{Q_3}$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,32	0,34	0,36	0,38	0,41	0,45	0,50	0,53	0,56	0,60	0,66
2	На резьбе при δ = 0	0,94	0,71	0,54	0,50	0,50	0,54	0,59	0,60	0,64	0,72	0,84
3	На резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0,13$	1,15	1,12	0,68	0,60	0,63	0,64	0,63	0,60	0,73	0,85	0,87



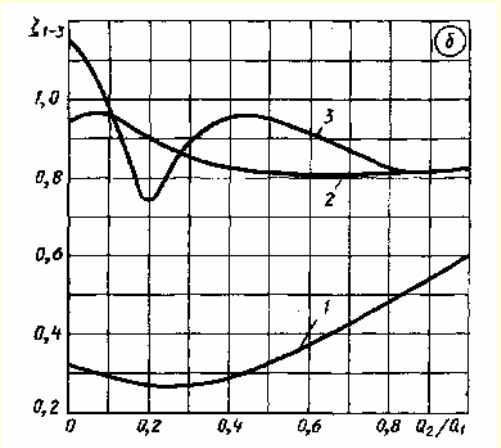
2. Разделение потока (приточные тройники) под углом 45° (схемы 3 и 4):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *б*, или по формулам:

при $0 \le \dfrac{Q_2}{Q_1} \le 0,7$ $\zeta_{1-3} = 0,33 + 0,45\dfrac{Q_2}{Q_1} + 0,85\left(\dfrac{Q_2}{Q_1}\right)^2$;

при $0,7 \le \dfrac{Q_2}{Q_1} \le 1,0$ $\zeta_{1-3} = 0,44 + 1,70\dfrac{Q_2}{Q_1} - 0,65\left(\dfrac{Q_2}{Q_1}\right)^2$;



2) ответвления на резьбе при δ = 0:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *б*;

3) ответвления на резьбе при $\dfrac{\delta}{D_0} \approx 0,13$:

$\zeta_{1-3} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2}-$ см. таблицу и кривую *3* графика *б*

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [856]	**Диаграмма 1.8.5 – 31**

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	$\frac{Q_2}{Q_1}$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,32	0,30	0,27	0,27	0,29	0,32	0,37	0,43	0,49	0,54	0,60
2	На резьбе при δ = 0	0,94	0,96	0,90	0,85	0,83	0,81	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
3	На резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$	1,15	0,99	0,74	0,90	0,95	0,95	0,91	0,88	0,82	0,82	0,82

3. Слияние потоков (вытяжной тройник) под углом 45° (схемы 5 и 6):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_3^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *в*, или по формуле

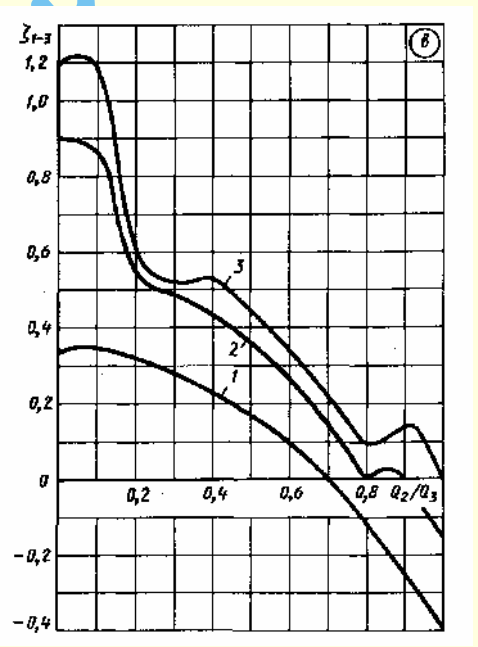
$$\zeta_{1-3} = 0{,}33 + 0{,}071\frac{Q_2}{Q_3} - 0{,}80\left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)^2;$$

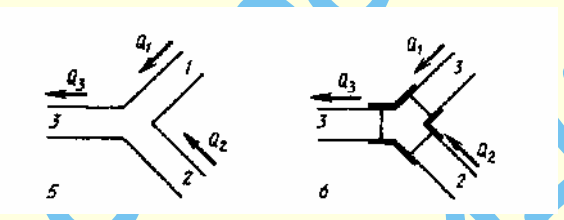
2) ответвления на резьбе при δ=0:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_3^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *в*;

3) ответвления на резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$:

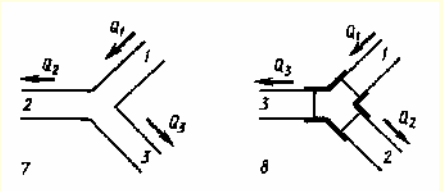
$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_3^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *в*





Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	$\frac{Q_2}{Q_3}$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,34	0,35	0,32	0,27	0,23	0,17	0,09	0	– 0,12	– 0,25	– 0,40
2	На резьбе при δ = 0	0,90	0,87	0,54	0,49	0,45	0,36	0,25	0,14	0	0	– 0,15
3	На резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$	1,20	1,20	0,60	0,52	0,53	0,45	0,34	0,20	0,09	0,14	0



4. Разделение потока (приточные тройники) под углами 45° и 90° (схемы 7 и 8):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *г*, или по формулам:

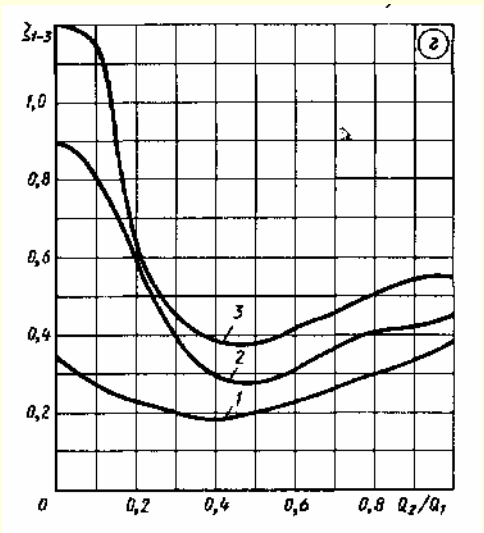
при $0 \le \frac{Q_2}{Q_1} \le 0{,}7$

$$\zeta_{1-3} = 0{,}33 - 0{,}72\frac{Q_2}{Q_1} + 0{,}97\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2;$$

Справочник по гидравлическим

Продолжение

Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [856]	**Диаграмма 1.8.5 – 31**



при $0,7 \le \frac{Q_2}{Q_1} \le 1,0$

$$\zeta_{1-3} = -0,58 + 1,77\frac{Q_2}{Q_1} - 0,73\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2;$$

2) ответвления на резьбе при δ=0:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *г*;

3) ответвления на резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0,13$:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *г*.

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	$\frac{Q_2}{Q_1}$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	0,34	0,27	0,23	0,20	0,18	0,20	0,23	0,27	0,30	0,33	0,38
2	На резьбе при δ = 0	0,90	0,81	0,60	0,41	0,30	0,28	0,31	0,36	0,41	0,42	0,48
3	На резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0,13$	1,20	1,18	0,63	0,45	0,40	0,38	0,43	0,45	0,50	0,54	0,55

5. Слияние потоков (вытяжной тройник) под углами 45° и 90° (схемы 9 и 10);

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *д*, или по формуле

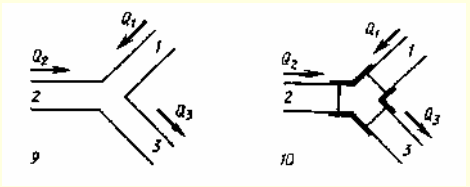
$$\zeta_{1-3} = 1,13 - 1,38\frac{Q_2}{Q_3} - 0,05\left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)^2;$$

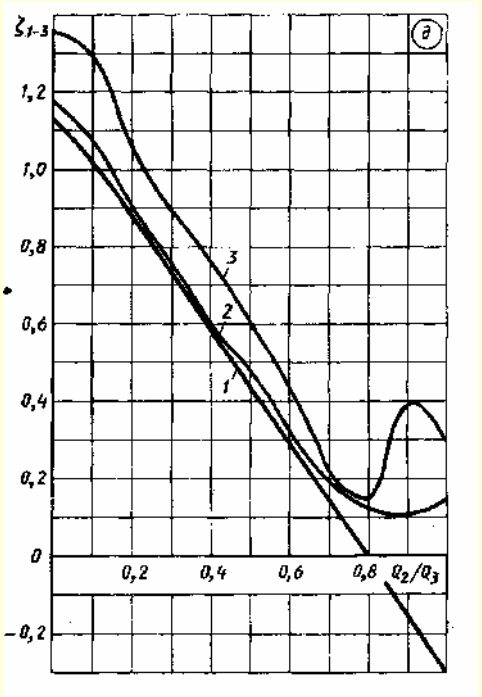
2) ответвления на резьбе при δ=0:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *д*;

3) ответвления на резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0,13$:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_3^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *д*





Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник симметричной формы типа $F_б = F_п = F_с$; [856]	**Диаграмма 1.8.5 – 31**

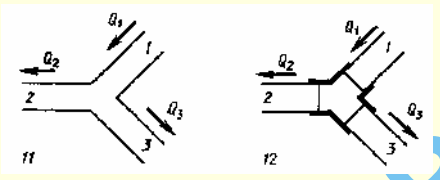
Значения $\zeta_{1\text{-}3}$

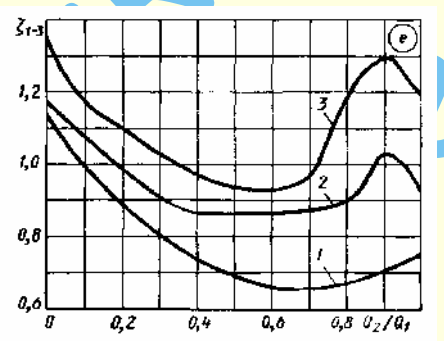
№ кривой	Ответвление	$\frac{Q_2}{Q_3}$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	1,3	1,01	0,88	0,70	0,60	0,44	0,30	0,14	0	– 0,15	– 0,30
2	На резьбе при δ = 0	1,17	1,08	0,90	0,73	0,62	0,48	0,32	0,18	0,14	0,10	0,14
3	На резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$	1,36	1,30	1,06	0,90	0,77	0,60	0,44	0,21	0,14	0,40	0,30

6. Разделение потока (приточные тройники) под углами 90° и 45° (схемы 11 и 12):

1) ответвления впритык:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *1* графика *е*





или по формуле

$$\zeta_{1-3} = 1{,}13 - 1{,}40\frac{Q_2}{Q_1} + 1{,}03\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2;$$

2) ответвления на резьбе при δ=0:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *2* графика *е*;

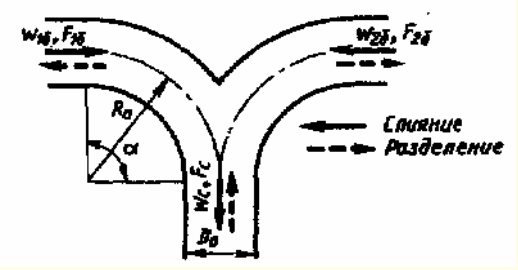
3) ответвления на резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$:

$\zeta_{1-3} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ см. таблицу и кривую *3* графика *е*.

Значения ζ_{1-3}

№ кривой	Ответвление	$\frac{Q_2}{Q_1}$										
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	Впритык	1,13	1,00	0,90	0,81	0,74	0,89	0,66	0,65	0,67	0,70	0,75
2	На резьбе при δ = 0	1,17	1,08	1,00	0,91	0,87	0,87	0,87	0,87	0,90	1,13	1,05
3	На резьбе при $\frac{\delta}{D_0} \approx 0{,}13$	1,36	1,17	1,10	1,02	0,97	0,93	0,93	0,96	1,30	1,40	1,20

Тройник симметричной формы с плавным поворотом на 90° [596, 821]	**Диаграмма 1.8.5 – 32**



Круглое сечение

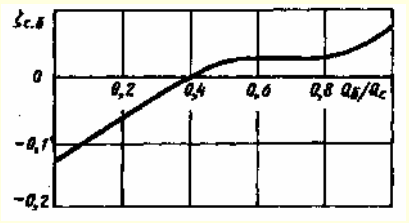
$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_с^2/2}$ определяется:

а) при слиянии и $\frac{R_0}{D_с} = 2{,}0$см . таблицу и кривую $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_с}\right)$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Тройник симметричной формы с плавным поворотом на 90° [596, 821] **Круглое сечение**	**Диаграмма** **1.8.5 – 32**



б) при разделении и $\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,5$, $\frac{Q_{1б}}{Q_c} = 0,5$.см. ниже таблицу значений

$$\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{R_0}{D_c}\right)$$

$$\zeta_{1б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_б^2 / 2} = \frac{\zeta_{1с.б}}{\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\frac{F_c}{F_б}\right)^2}$$

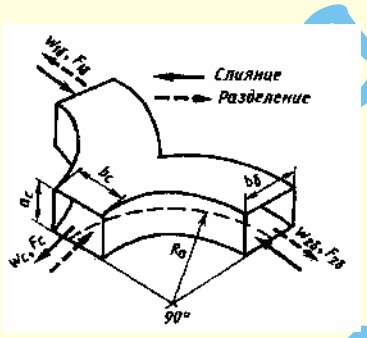
Для другого бокового ответвления вместо индекса 1 принимается индекс 2

Значения $\zeta_{1с.б}$

$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$	0	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
$\zeta_{1с.б}$	– 0,13	– 0,10	– 0,07	– 0,03	0	0,03	0,03	0,03	0,03	0,05	0,08

$\frac{R_0}{D_c}$	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0
$\zeta_{1с.б}$	1,10	0,60	0,40	0,25	0,20

Прямоугольное сечение



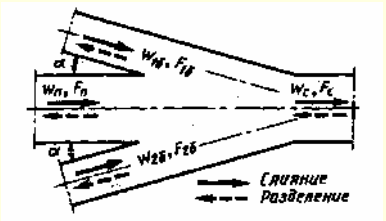
При $\frac{R_0}{b_c}$ и $\frac{Q_{1б}}{Q_c} = 0,5$:

$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2 / 2}$ см. ниже

Значения $\zeta_{1с.б}$

Состояние потока	$\frac{F_{1б}}{F_c}$	
	0,50	1,0
Слияние	0,23	0,07
Разделение	0,30	0,25

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 15°$ [390, 391]	**Диаграмма** **1.8.5 – 33**



Слияние потоков (вытяжная крестовина)
Боковое ответвление

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_п}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$.

$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\triangle p_{1б}}{\rho w_c^2 / 2} = 1 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2 - 8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1б}} - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_c}} - 1,93\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]$$

ЗВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ

Продолжение

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 15°$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 33**

Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$							
0,5	– 1,0	– 0,37	0,46	1,48	2,69	4,07	5,62
1,0	– 1,0	– 0,29	0,43	1,23	1,80	2,81	–
2,0	– 1,0	– 0,32	– 0,31	– 1,13	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$							
0,5	– 1,0	– 0,50	– 0,05	0,34	0,65	0,90	1,04
1,0	– 1,0	– 0,39	0,06	0,31	0,35	0,14	–
2,0	– 1,0	– 0,27	– 0,10	– 0,65	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$							
0,5	– 1,0	– 0,51	– 0,11	– 0,21	0,42	0,55	0,53
1,0	– 1,0	– 0,39	0,05	0,40	0,31	0,09	–
2,0	– 1,0	– 0,22	+0,08	– 0,18	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$							
0,5	– 1,0	– 0,51	– 0,12	0,20	0,39	0,49	0,37
1,0	– 1,0	– 0,38	0,09	0,36	0,44	0,28	–
2,0	– 1,0	– 0,18	0,27	0,19	–	–	–

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$											
0,5 и 2,0	– 4,37	– 2,93	– 2,04	– 1,44	– 1,08	– 0,58	– 0,22	0,3	0,16	0,14	0
1,0	– 3,84	– 2,93	– 2,13	– 1,44	– 0,89	– 0,45	– 0,13	0,08	0,17	0,14	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$											
0,5 и 2,0	– 1,70	– 1,19	– 0,76	– 0,40	– 0,12	0,08	0,21	0,27	0,25	0,16	0
1,0	– 1,42	– 0,96	– 0,58	– 0,26	– 0,02	0,15	0,26	0,29	0,26	0,16	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$											
0,5 и 2,0	– 0,81	– 0,47	– 0,19	0,04	0,20	0,30	0,36	0,35	0,29	0,17	0
1,0	– 0,61	– 0,31	– 0,05	0,13	0,27	0,35	0,39	0,37	0,29	0,17	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$											
0,5 и 2,0	– 0,35	– 0,11	0,10	0,26	0,36	0,42	0,43	0,39	0,31	0,18	0
1,0	– 0,21	0,02	0,19	0,33	0,41	0,45	0,45	0,41	0,31	0,18	0

Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

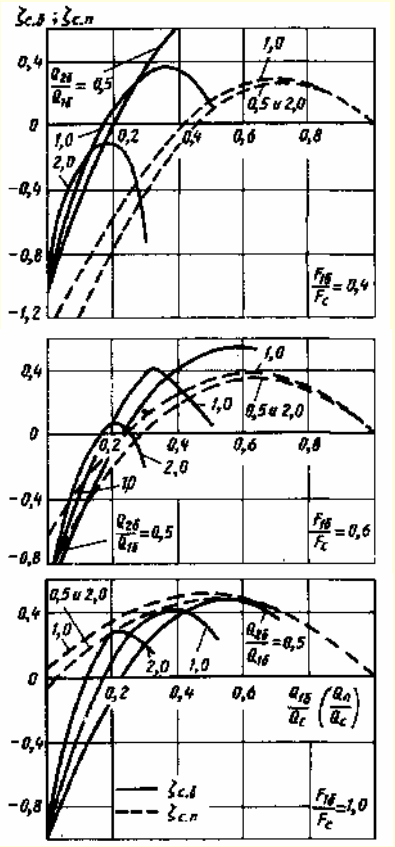
Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \cdot \frac{1 + \frac{Q_п}{Q_c}}{\left(0,75 + 0,25\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2} -$$

$$-1,93\left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2} \left(\frac{Q_c}{Q_п} - 1\right)^2$$

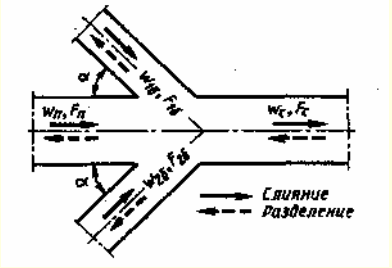
см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_п}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$.

2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{1с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 1.8.5-18 и 1.8.5-20.



Справочник по гидравлике

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 30^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 34**

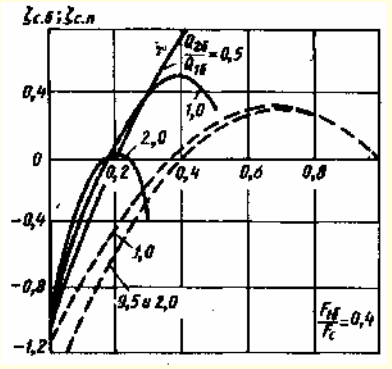


1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2 - 8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1б}} - \left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4-\left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_c}} - 1,42\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}}\left[1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$.

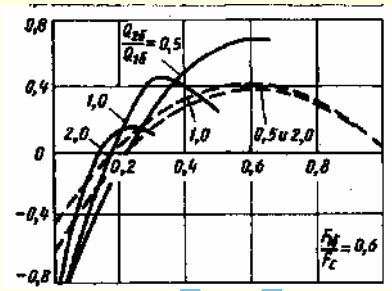


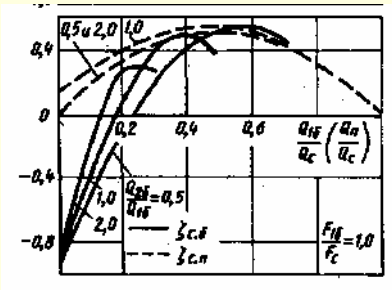
Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{1+\frac{Q_п}{Q_c}}{\left(0,75+0,25\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2} - 1,73\left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}}\left[\frac{1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}{\left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}\left(\frac{Q_c}{Q_п}-1\right)^2\right]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_п}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$.





2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 1.8.5– 18 и 1.8.5– 20.

Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$							
0,5	– 1,0	– 0,36	+ 0,51	1,59	2,89	4,38	6,10
1,0	– 1,0	– 0,27	0,51	1,41	2,12	2,91	–
2,0	– 1,0	– 0,27	– 0,11	– 0,72	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$							
0,5	– 1,0	– 0,49	– 0,03	0,40	0,75	1,06	1,44
1,0	– 1,0	– 0,38	0,10	0,40	0,51	0,34	–
2,0	– 1,0	– 0,25	0,01	– 0,42	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$							
0,5	– 1,0	– 0,51	– 0,10	0,25	0,50	0,65	0,68
1,0	– 1,0	– 0,38	0,08	0,45	0,42	0,25	–
2,0	– 1,0	– 0,21	0,15	0,08	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$							
0,5	– 1,0	– 0,51	– 0,11	0,22	0,43	0,55	0,55
1,0	– 1,0	– 0,37	0,10	0,40	0,51	0,38	–
2,0	– 1,0	– 0,17	0,31	0,28	–	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение

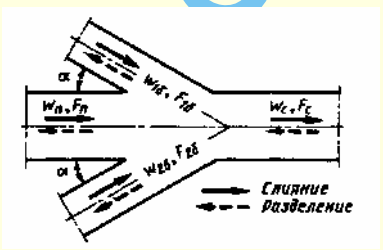
Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 30^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 34**

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_п}{Q_c}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$											
0,5 и 2,0	– 3,81	– 2,51	– 1,81	– 1,20	– 0,86	– 0,44	– 0,13	0,08	0,18	0,14	0
1,0	– 3,34	– 2,53	– 1,81	– 1,20	– 0,71	– 0,32	– 0,05	0,12	0,18	0,14	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$											
0,5 и 2,0	– 1,42	– 0,97	– 0,58	– 0,26	0,02	0,15	0,26	0,30	0,26	0,17	0
1,0	– 1,16	– 0,76	– 0,48	– 0,14	0,07	0,21	0,30	0,31	0,27	0,17	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$											
0,5 и 2,0	– 0,62	– 0,32	– 0,07	0,13	0,27	0,35	0,39	0,37	0,29	0,17	0
1,0	– 0,45	– 0,18	0,04	0,21	0,33	0,39	0,41	0,39	0,30	0,18	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$											
0,5 и 2,0	– 0,03	0,21	0,34	0,45	0,50	0,52	0,49	0,43	0,32	0,18	0
1,0	0,13	0,29	0,41	0,49	0,54	0,54	0,51	0,44	0,32	0,18	0

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 45^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 35**

1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

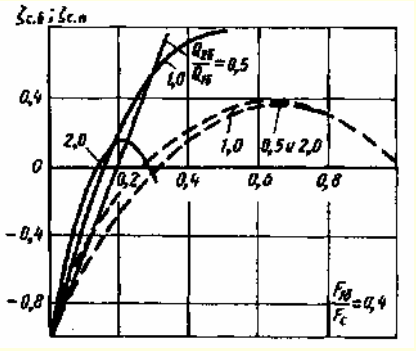


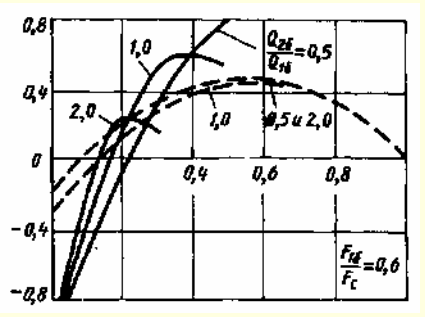
Боковое ответвление

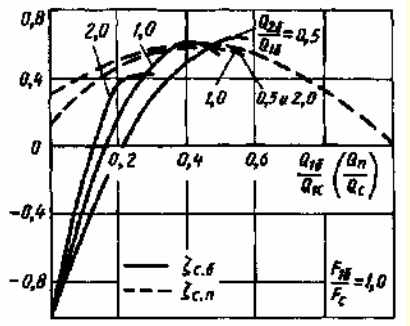
$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2 - 8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1б}} - \left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4 - \left(1+\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_c}} - 1,42\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}}\left[1+\left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$

Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами







Справочник по гидравлике

Продолжение

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 45^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 35**

Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$							
0,5	– 1,0	– 0,36	0,59	1,77	3,20	4,88	6,79
1,0	– 1,0	– 0,24	0,63	1,70	2,64	3,73	–
2,0	– 1,0	– 0,19	0,21	0,04	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$							
0,5	– 1,0	– 0,48	– 0,02	0,58	0,92	1,31	16,3
1,0	– 1,0	– 0,36	0,17	0,55	0,72	0,78	–
2,0	– 1,0	– 0,18	0,16	– 0,06	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$							
0,5	– 1,0	– 0,50	– 0,07	0,31	0,60	0,82	0,92
1,0	– 1,0	– 0,37	0,12	0,55	0,60	0,52	–
2,0	– 1,0	– 0,18	0,26	0,16	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$							
0,5	– 1,0	– 0,51	– 0,09	0,25	0,50	0,65	0,64
1,0	– 1,0	– 0,37	0,13	0,46	0,61	0,54	–
2,0	– 1,0	– 0,15	0,38	0,42	–	–	–

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2 / 2} = 1 + \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{1 + \frac{Q_п}{Q_c}}{\left(0,75 + 0,25\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2} -$$

$$-1,42\left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}}\left[\frac{1 + \left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}\left(\frac{Q_c}{Q_п} - 1\right)^2\right]$$

$\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_п}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$.

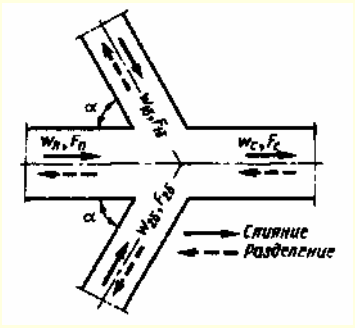
2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 1.8.5– 18 и 1.8.5– 20.

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$											
0,5 и 2,0	– 2,92	– 1,87	– 1,29	– 0,80	– 0,56	– 0,23	– 0,01	0,16	0,22	0,15	0
1,0	– 2,54	– 1,87	– 1,30	– 0,80	– 0,42	– 0,12	0,08	0,20	0,22	0,15	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$											
0,5 и 2,0	– 0,98	– 0,61	– 0,30	– 0,06	0,14	0,26	0,33	0,34	0,28	0,17	0
1,0	– 0,77	– 0,44	– 0,16	0,05	0,21	0,31	0,36	0,35	0,29	0,17	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$											
0,5 и 2,0	– 0,32	0,08	0,11	0,27	0,37	0,43	0,44	0,40	0,31	0,18	0
1,0	– 0,18	– 0,04	0,21	0,34	0,42	0,46	0,46	0,41	0,31	0,18	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$											
0,5 и 2,0	0,11	0,36	0,46	0,53	0,57	0,56	0,52	0,44	0,33	0,18	0
1,0	0,29	0,42	0,51	0,57	0,59	0,58	0,54	0,45	0,33	0,18	0

Справочник по гидравлике

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 60^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 36**



1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2 - 8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1б}} - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_c}} - \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}}\left[1 + \left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2\right]$$

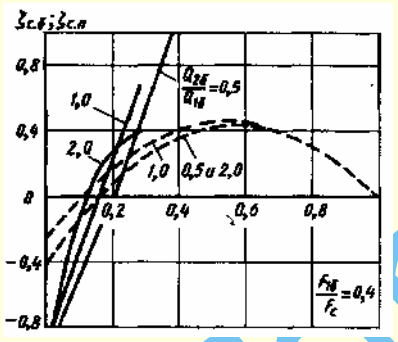
см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$

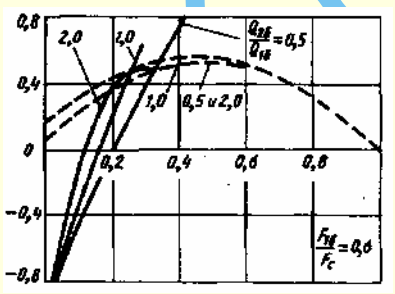
Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

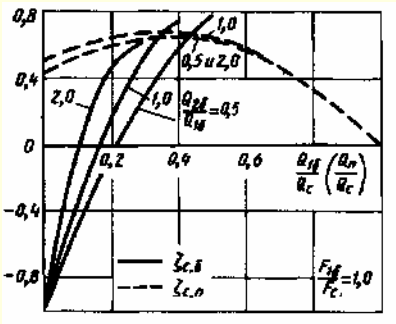
Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{1 + \frac{Q_п}{Q_c}}{\left(0,75 + 0,25\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2} - \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{F_c}{F_{1б}}\left[\frac{1 + \left(\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}{\left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)^2}\left(\frac{Q_c}{Q_п} - 1\right)^2\right]$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_п}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$.







2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 1.8.5– 18 и 1.8.5– 20.

Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$							
0,5	– 1,0	– 0,31	0,59	2,00	3,62	5,54	7,72
1,0	– 1,0	– 0,20	0,80	2,07	3,30	4,77	–
2,0	– 1,0	– 0,09	0,62	0,97	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$							
0,5	– 1,0	– 0,47	– 0,06	0,60	1,12	1,63	2,10
1,0	– 1,0	– 0,34	0,25	0,73	1,10	1,31	–
2,0	– 1,0	– 0,15	0,27	0,41	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$							
0,5	– 1,0	– 0,50	0,04	0,38	0,74	1,03	1,23
1,0	– 1,0	– 0,36	0,18	0,67	0,82	0,87	–
2,0	– 1,0	– 0,15	0,40	0,47	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$							
0,5	– 1,0	– 0,50	– 0,07	0,30	0,58	0,79	0,88
1,0	– 1,0	– 0,36	0,16	0,53	0,74	0,75	–
2,0	– 1,0	– 0,13	0,46	0,61	–	–	–

Справочник по гидравлике

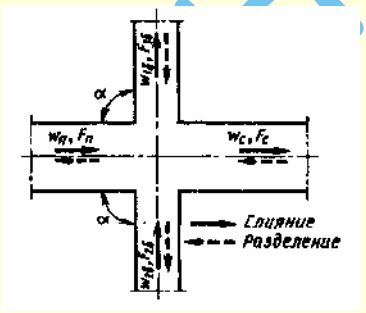
Продолжение

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 60^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 36**

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_c}$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,2$											
0,5 и 2,0	– 1,77	– 1,02	– 0,64	– 0,30	– 0,15	0,06	0,20	0,26	0,26	0,16	0
1,0	– 1,50	– 1,03	– 0,64	– 0,30	– 0,05	0,13	0,24	0,29	0,26	0,16	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,4$											
0,5 и 2,0	– 0,40	– 0,14	0,07	0,24	0,35	0,41	0,42	0,39	0,30	0,18	0
1,0	– 0,25	– 0,02	0,16	0,31	0,40	0,44	0,45	0,40	0,31	0,18	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 0,6$											
0,5 и 2,0	0,06	0,23	0,36	0,46	0,51	0,52	0,50	0,43	0,32	0,18	0
1,0	0,16	0,32	0,43	0,51	0,55	0,55	0,51	0,44	0,33	0,18	0
$\frac{F_{1б}}{F_c} = 1,0$											
0,5 и 2,0	0,44	0,54	0,60	0,65	0,65	0,62	0,56	0,47	0,34	0,18	0
1,0	0,50	0,59	0,64	0,67	0,67	0,63	0,57	0,47	0,34	0,18	0

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_c; \alpha = 90^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 37**



1. Слияние потоков (вытяжная крестовина)

Боковое ответвление

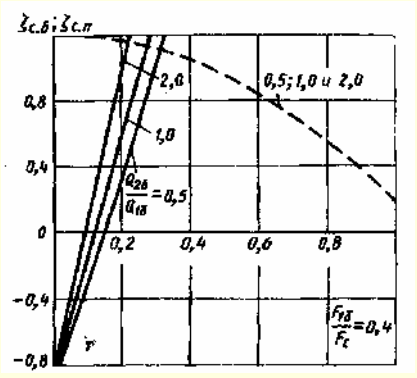
$$\zeta_{1с.б} \equiv \frac{\Delta p_{1б}}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\frac{F_c}{F_{1б}}\right)^2 - 8\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}\right)^2 \frac{\left[\frac{Q_c}{Q_{1б}} - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\right]^2}{4 - \left(1 + \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)\frac{Q_{1б}}{Q_c}}$$

см. таблицу и кривые $\zeta_{1с.б} = f\left(\frac{Q_{1б}}{Q_c}, \frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$

Для другого бокового ответвления индексы 1 и 2 меняются местами

Проход

$$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = 1 + \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 - \left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2 \frac{1 + \frac{Q_п}{Q_c}}{\left(0,75 + 0,25\frac{Q_п}{Q_c}\right)^2}$$



см. таблицу и кривые $\zeta_{с.п} = f\left(\frac{Q_п}{Q_c}\right)$ при различных $\frac{F_{1б}}{F_c}$, и $\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$.

Для стандартных крестовин из ковкого чугуна при $\frac{Q_п}{Q_c} > 0,7$

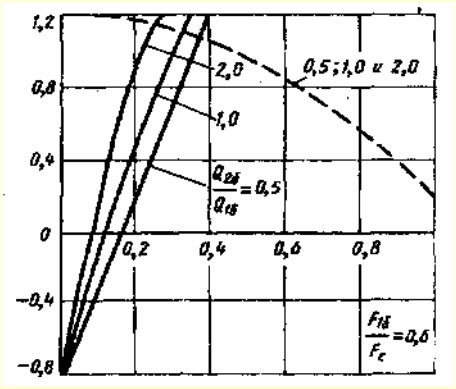
$$\zeta'_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_c^2/2} = \zeta_{с.п} + 2,5\left(\frac{Q_п}{Q_c} - 0,7\right)$$

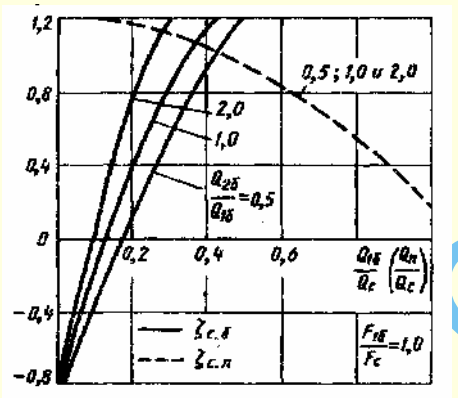
2. Разделение потока (приточная крестовина): $\zeta_{с.б}$ и $\zeta_{с.п}$ определяются ориентировочно, как для приточных тройников, по диаграммам 1.8.5– 18 и 1.8.5– 20.

Гидравлический справочник по гидравлике

Продолжение

Крестовина типа $F_{1б} = F_{2б} = F_б; F_п = F_с; \alpha = 90^\circ$ **[390, 391]**	**Диаграмма 1.8.5 – 37**





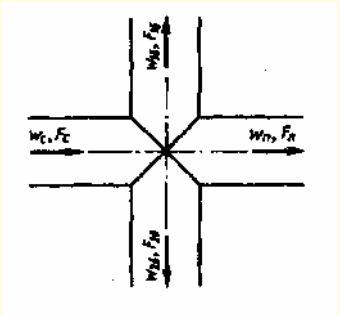
Значения $\zeta_{с.б}$

$\frac{Q_{2б}}{Q_{1б}}$	$\frac{Q_{1б}}{Q_с}$						
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\frac{F_{1б}}{F_с}=0,2$							
0,5	– 0,85	– 0,10	1,09	2,72	4,77	7.25	10,1
1,0	– 0,85	– 0,05	1,35	3,12	5,05	7,40	–
2,0	– 0,85	– 0,31	1,77	3,37	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_с}=0,4$							
0,5	– 0,85	– 0,29	0,34	1,03	1,77	2,50	3,37
1,0	– 0,85	– 0,14	0,60	1,33	2,05	2,71	–
2,0	– 0,85	0,12	1,02	1,68	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_с}=0,6$							
0,5	– 0,85	– 0,32	0,20	0,72	1,22	1,70	2,13
1,0	– 0,85	– 0,18	0,46	1,02	1,50	1,85	–
2,0	– 0,85	0,09	0,88	1,37	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_с}=0,8$							
0,5	– 0,85	– 0,33	0,13	0,61	1,02	1,38	1,68
1,0	– 0,85	– 0,18	0,41	0,91	1,30	1,54	–
2,0	– 0,85	0,08	0,83	1,26	–	–	–
$\frac{F_{1б}}{F_с}=1,0$							
0,5	– 0,85	– 0,34	0,13	0,56	0,93	1,25	1,48
1,0	– 0,85	– 0,19	0,39	0,86	1,21	1,40	–
2,0	– 0,85	0,07	0,81	1,21	–	–	–

Значения $\zeta_{с.п}$

$\frac{Q_п}{Q_с}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{с.п}$	1,20	1,19	1,17	1.12	1,05	0,96	0,85	0,72	0,56	0,39	0,20

Крестовины прямые $(\alpha = 90^\circ)$ **приточные из кровельного железа;** $\mathrm{Re} > 10^4$ **[567]**	**Диаграмма 1.8.5 – 38**



Боковое ответвление

$$\zeta_{с.б} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_с^2 / 2}$$ см. таблицы и графики *а* и *б*

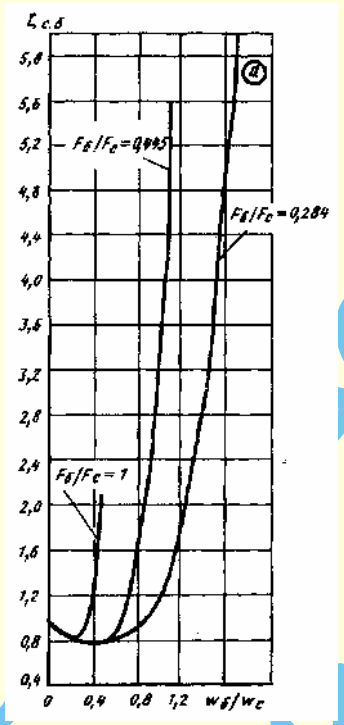
Справочник по гидравлике

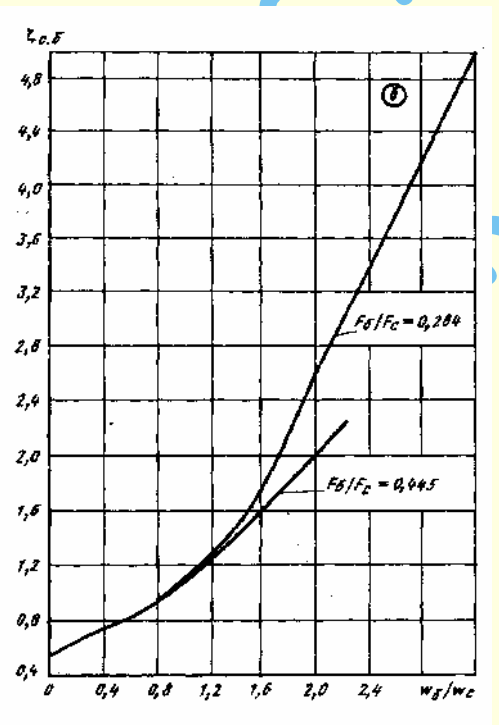
Продолжение

Крестовины прямые $(\alpha = 90^\circ)$ **приточные из кровельного железа;** $\mathrm{Re} > 10^4$ **[567]**	**Диаграмма 1.8.5 – 38**

Значения $\zeta_{с.б}$ **при** $\frac{Q_{1б}}{Q_{2б}} = 1$ **(график *а*)**

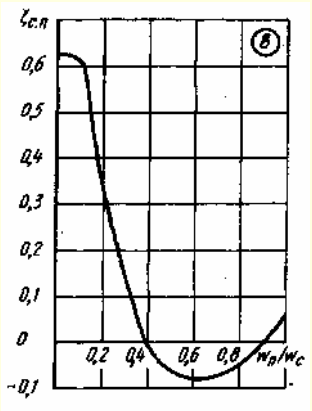
$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{F_{1б}}{F_{2б}}$	$\frac{w_б}{w_с}$											
		0	0,2	0,4	0,48	0,6	0,8	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8
1	0,445	1,0	0,80	1,4	2,1	–	–	–	–	–	–	–	–
0,445	0,445 ± 1	1,0	0,80	0,80	0,80	0,85	1,4	3,0	5,6	–	–	–	–
0,284	0,64 ± 1	1,0	0,80	0,78	0,80	0,83	0,95	1,2	1,4	1,7	2,6	5,0	7,6

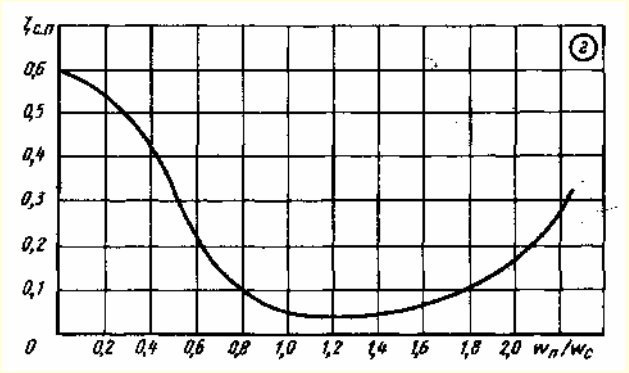




Значения $\zeta_{с.б}$ **при** $\frac{Q_{1б}}{Q_{2б}} \neq 1$ **(график *б*)**

$\frac{F_б}{F_с}$	$\frac{F_{1б}}{F_{2б}}$	$\frac{w_б}{w_с}$											
		0	0,4	0,8	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,8	3,4
0,445	0,64 ± 1	0.5	0,75	0,90	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	–	–
0,284	0,64 ± 1	0,5	0,75	0,90	1,3	1,5	1,75	2,2	2,6	3,0	3,4	4,2	5,4





Прямой проход

$\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_с^2 / 2}$ см. таблицы и графики *в* и *г*

Продолжение

Крестовины прямые $(\alpha = 90^\circ)$ **приточные из кровельного железа;** $\mathrm{Re} > 10^4$ **[567]**	**Диаграмма 1.8.5 – 38**

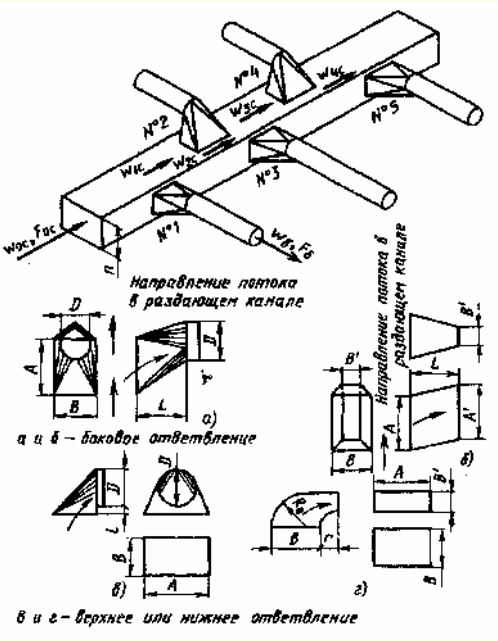
Значения $\zeta_{с.п}$ **при** $F_п = \text{const}$**, любых** $\frac{F_{1б}}{F_{2б}}$ **и любых** $\frac{F_б}{F_с}$**, (график *в*)**

$\frac{w_п}{w_с}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{с.п}$	0,63	0,62	0,40	0,15	0	– 0,05	– 0,08	– 0,08	– 0,05	0	+0,05

Значения $\zeta_{с.п}$ **при наличии конического перехода на проходном участке (график *г*)**

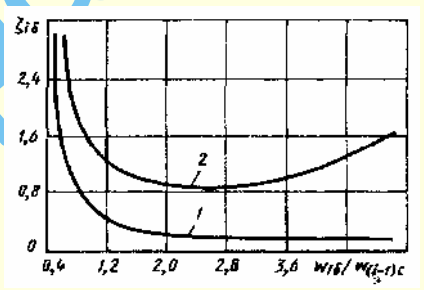
$\frac{w_п}{w_с}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
$\zeta_{с.п}$	0,6	0,55	0,45	0,25	0,10	0,05	0,05	0,05	0,07	0,10	0,17	0,27

Раздающий (приточный) короб с переходными участками [887]	**Диаграмма 1.8.5 – 39**



$$\zeta_{iб} \equiv \frac{\Delta p_б}{\rho w_{iб}^2 / 2} \quad \text{см. кривые} \quad \zeta_{iб} = f\left(\frac{w_{iб}}{w_{(i-1)с}}\right),$$

где $w_{(i-1)с}$ – средняя скорость в коробе перед i-м ответвлением



Размеры к схемам (*h* – высота сечения короба)

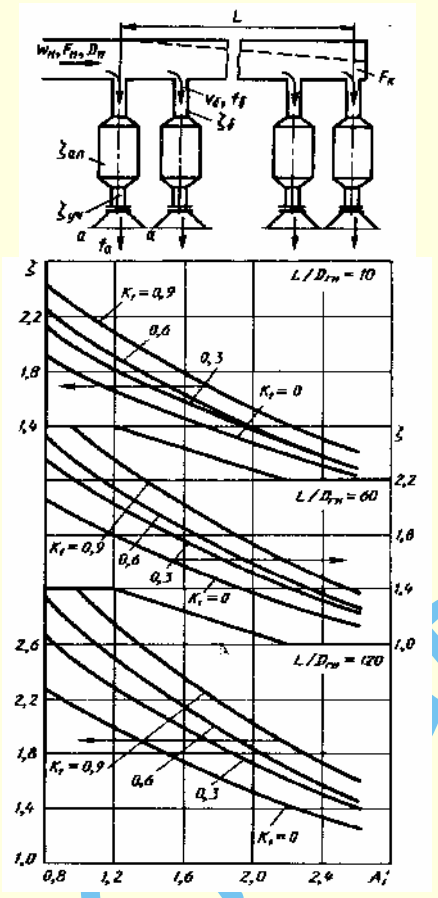
Схема	*D*	*A′*	*B′*	*A*	*B*	*L*	*l*	*R*	*r*
а	0,6 – 0,9 *h*	–	–	≈ 1,7 *D*	*D*	1 – 1,3*D*	–	–	–
б	–	1,15 – 1,25 *h*	0,3 – 0,45 *h*	1,0 – 1,5 *h*	0,6 – 0,94 *h*	0,6 – 1,1 *h*	–	–	–
в	0,6 – 0,9 *h*	–	–	≈ 1,7 *D*	*D*	–	0,2*D*	–	–
г	–	1,15 – 1,25 *h*	0,3 – 0,45 *h*	1,15– 1,25 *h*	0,6 – 0,94 *h*	–	–	0,6 – 0,9 *h*	0,3 – 0,45 *h*

Значения $\zeta_{iб}$

$\frac{w_{iб}}{w_{(i-1)с}}$	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
1. Боковое ответвление								
$\zeta_{iб}$	4,30	1,60	0,88	0,60	0,24	0,20	0,19	0,18
2. Верхнее или нижнее ответвление								
$\zeta_{iб}$	–	3,00	1,80	1,43	0,92	0,90	1,12	1,67

Справочник по гидравлике

Коллекторы (раздающие) при $\alpha = 90^\circ$ **и** $\frac{L}{D_{гн}} < 150$ **(без дополнительных препятствий в канале);** $\mathrm{Re} = \frac{w_н D_{гн}}{\nu} \geq 10^4$ **[286]**	**Диаграмма 1.8.5 – 40**



$$0,9 \leq A_1' \leq 2,6$$

$$0 < K_1 < 0,3$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_н^2 / 2} \approx 2,63 - 0,54 A_1'$$

$$0,3 \leq K_1 < 0,6$$

$$\zeta \approx 2,28\text{-}051 A_1' + 0,40 K_1 + 0,0066 \frac{L}{D_{гн}} - 0,0015 A' \frac{L}{D_{гн}}$$

$$0,6 \leq K_1 \leq 0,9:$$

$$\zeta \approx 2,20\text{-}057 A_1' + 0,60 K_1 + 0,0086 \frac{L}{D_{гн}} - 0,002 A' \frac{L}{D_{гн}} = f\left(A', K_1, \frac{L}{D_{гн}}\right),$$

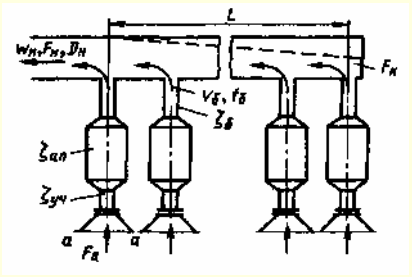
где $A_1' = \overline{f} \frac{1}{\sqrt{0,6 + \left(\frac{f_б}{f_a}\right)^2 + \zeta_{уч} + \zeta_{ап}}}$; $\zeta_{уч} = \frac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2 / 2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, присоединенных к боковым ответвлениям до и после аппарата; $\zeta_{ап} = \frac{\Delta p_{ап}}{\rho v_б^2 / 2}$ см. 1.8.10 или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\overline{f} = \frac{n_o f_б}{F_н}$ (n_o – число ответвлений); $K_1 = 1 - \frac{F_к}{F_н}$

Значения ζ

K_1	A_1'											
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
$\frac{L}{D_{гн}} = 5 \div 10$												
0	2,40	2,10	2,00	1,80	1,65	1,60	1,50	1,38	1,30	1,20	1,13	1,07
0,3	2,30	2,20	2,13	1,97	1,83	1,70	1,59	1,48	1,39	1,29	1,20	1,12
0,6	2,40	2,28	2,23	2,07	1,90	1,77	1,65	1,59	1,41	1,31	1,20	1,12
0,9	2,60	2,50	2,43	2,26	2,10	1,94	1,80	1,67	1,54	1,43	1,33	1,23
$\frac{L}{D_{гн}} = 60$												
0	2,30	2,10	2,05	1,93	1,80	1,70	1,60	1,50	1,40	1,31	1,23	1,15
0,3	2,40	2,30	2,20	2,18	2,04	1,90	1,77	1,65	1,54	1,44	1,34	1,25
0,6	2,70	2,55	2,45	2,33	2,16	2,00	1,86	1,72	1,59	1,48	1,37	1,27
0,9	3,00	2,85	2,70	2,56	2,37	2,20	2,04	1,89	1,75	1,62	1,50	1,39
$\frac{L}{D_{гн}} = 120$												
0	2,30	2,10	2,25	2,13	2,00	1,87	1,75	1,65	1,55	1,44	1,35	1,27
0,3	2,70	2,60	2,55	2,48	2,31	2,15	2,01	1,87	1,75	1,63	1,52	1,41
0,6	3,05	2,80	2,77	2,71	2,51	2,33	2,16	2,00	1,85	1,72	1,59	1,47
0,9	3,45	3,30	3,10	2,97	2,75	2,55	2,37	2,19	2,03	1,88	1,75	1,62

Справочник по гидравлике

Коллекторы (собирающие) при $\alpha = 90^\circ$ **и** $\frac{L}{D_{гн}} < 150$; $\mathrm{Re} = \frac{w_н D_{гн}}{\nu} \geq 10^4$ **[286]**	**Диаграмма 1.8.5 – 41**



$0{,}2 \leq A'_2 \leq 1{,}4$:

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_н^2/2} \approx \frac{1}{\mathrm{th}^2 \varphi} - 1$ см. кривые $\zeta = f(A'_2, K_1)$,

где $\varphi = 0{,}09 + 0{,}50A'_2 + 0{,}02K_1 - 0{,}09A'_2K_1$;

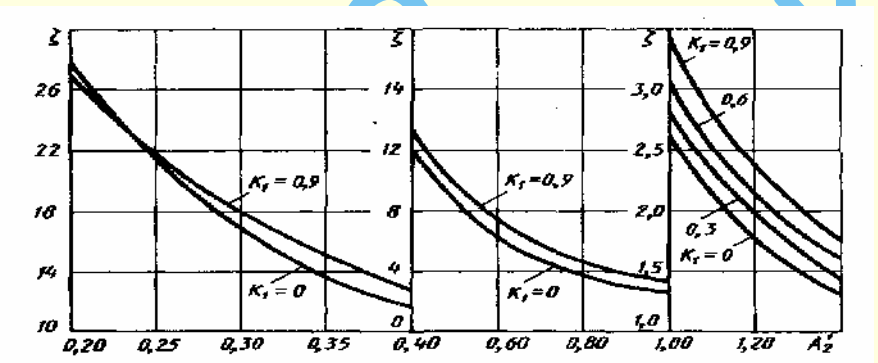
$A'_2 = \bar{f} \frac{1}{\sqrt{0{,}6 + \left(\frac{f_б}{f_a}\right)^2 + \zeta_{уч} + \zeta_{ап}}}$;

$\zeta_{уч} = \frac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2/2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, присоединенных к боковым ответвлениям до и после аппарата;

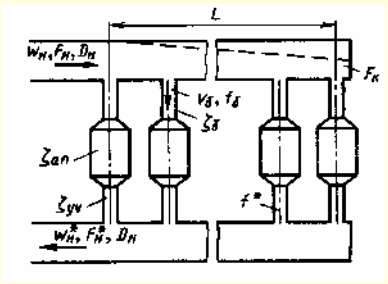
$\zeta_{ап} = \frac{\Delta p_{ап}}{\rho v_б^2/2}$ см. 1.8.10 или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\bar{f} = \frac{n_o f_б}{F_н}$ (n_o – число ответвлений); $K_1 = 1 - \frac{F_к}{F_н}$

Значения ζ

K_1	A'_2							
	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
0	27,5	17,0	11,8	6,30	3,90	2,52	1,76	1,30
0,3	27,2	17,3	12,0	6,60	4,12	2,78	1,97	1,44
0,6	27,0	17,5	12,4	7,00	4,43	3,02	2,16	1,59
0,9	27,0	18,0	12,8	7,42	4,77	3,28	2,37	1,77



Коллекторы П– образной формы при $\alpha = 90^\circ$ **и** $\frac{L}{D_{гн}} \leq 5{,}0$; $0{,}5 \leq \frac{F_н}{F_н^*} \leq 1{,}0$; $K_1 \leq 0{,}9$ **для раздающего и** $K_1^* = 0$ **для собирающего каналов;** $\mathrm{Re} = \frac{w_н D_{гн}}{\nu} \geq 10^4$ **[287]**	**Диаграмма 1.8.5 – 42**



$0{,}54 \leq A'_3 \leq 1{,}6$:

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_н^2/2} \approx \frac{1}{0{,}788A'_3 + 0{,}029K_1 + 0{,}115\frac{F_н}{F_н^*} - 0{,}130A'_3K_1 - 0{,}353A'_3\frac{F_н}{F_н^*} - 0{,}090}$;

$\zeta = f\left(A'_3, K_1, \frac{F_н}{F_н^*}\right)$; $A'_3 = \bar{f} \frac{1}{\sqrt{0{,}6 + \left(\frac{f_б}{f_б^*}\right)^2 + \zeta_{уч} + \zeta_{ап}}}$;

$\zeta_{уч} = \frac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2/2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, присоединенных к боковым ответвлениям до и после аппарата;

Продолжение

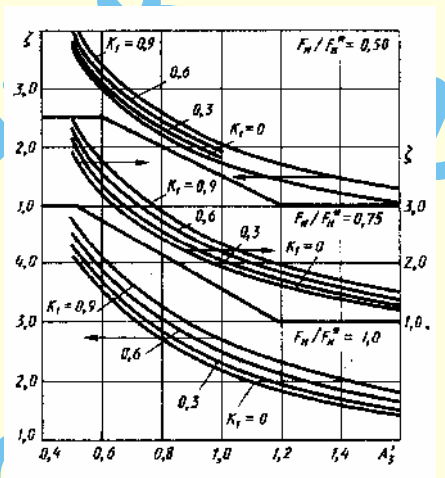
Коллекторы П-образной формы при $\alpha = 90^\circ$ **и** $\frac{L}{D_{гн}} \le 5,0;\ 0,5 \le \frac{F_н}{F_н^*} \le 1,0;\ K_1 \le 0,9$ **для раздающего и** $K_1^* = 0$ **для собирающего каналов;** $\mathrm{Re} = \frac{w_н D_{гн}}{\nu} \ge 10^4$ **[286]**

Диаграмма 1.8.5 – 42

Значения ζ

K_1	A_3'						
	0,54	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$\frac{F_н}{F_н^*} = 0,5$							
0	3,66	3,00	2,19	1,73	1,43	1,21	1,00
0,3	3,80	3,13	2,30	1,82	1,51	1,29	1,12
0,6	3,97	3,28	2,43	1,93	1,60	1,37	1,19
0,9	4,15	3,44	2,57	2,05	1,70	1,46	1,27
$\frac{F_н}{F_н^*} = 0,75$							
0	3,88	3,22	2,41	1,92	1,60	1,37	1,20
0,3	4,05	3,38	2,55	2,04	1,71	1,46	1,28
0,6	4,23	3,56	2,70	2,18	1,82	1,57	1,38
0,9	4,44	3,76	2,88	2,33	1,96	1,69	1,49
$\frac{F_н}{F_н^*} = 1,0$							
0	4,12	3,50	2,68	2,17	1,83	1,58	1,39
0,3	4,32	3,69	2,85	2,33	1,96	1,70	1,60
0,6	4,53	3,90	3,05	2,50	2,12	1,84	1,63
0,9	4,76	4,13	3,27	2,71	2,31	2,01	1,79

$\zeta_{ап} = \frac{\Delta p_{ап}}{\rho v_б^2 / 2}$ см. 1.8.10 или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\bar{f} = \frac{n_o f_б}{F_н}$ (n_o – число ответвлений); $K_1 = 1 - \frac{F_к}{F_н}$



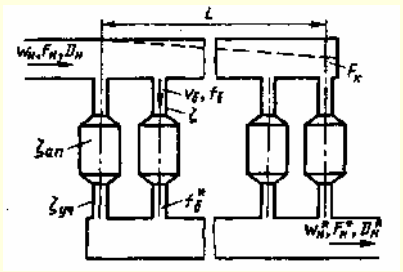
Коллекторы *Z* – образной формы при $\alpha = 90^\circ$ **и** $\frac{L}{D_{гн}} \le 50;\ 0,5 \le \frac{F_н}{F_н^*} \le 1,0;\ K_1 \le 0,9$ **для раздающего и** $K_1^* = 0$ **для собирающего каналов;** $\mathrm{Re} = \frac{w_н D_{гн}}{\nu} \ge 10^4$ **[286]**

Диаграмма 1.8.5 – 43

$0,54 \le A_4' \le 1,6$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_н^2 / 2} \approx \frac{1}{0,692 A_4' - 0,073 K_1 + 0,128 \frac{F_н}{F_н^*} - 0,424 A_4' \frac{F_н}{F_н^*} - 0,013};$$

$$\zeta = f\left(A_4',\ K_1,\ \frac{F_н}{F_н^*}\right);\ A_4' = \bar{f} \frac{1}{\sqrt{0,6 + \left(\frac{f_б}{f_б^*}\right)^2 + \zeta_{уч} + \zeta_{ап}}};$$



где $\zeta_{уч} = \frac{\Delta p_{уч}}{\rho v_б^2 / 2}$ см. данные справочника для соответствующих участков, присоединенных к боковым ответвлениям до и после аппарата; $\zeta_{ап} = \frac{\Delta p_{ап}}{\rho v_б^2 / 2}$ см. 1.8.10 или другие источники для данных аппаратов (устройств), примыкающих к боковым ответвлениям; $\bar{f} = \frac{n_o f_б}{F_н}$ (n_o – число ответвлений);

$K_1 = 1 - \frac{F_к}{F_н}$

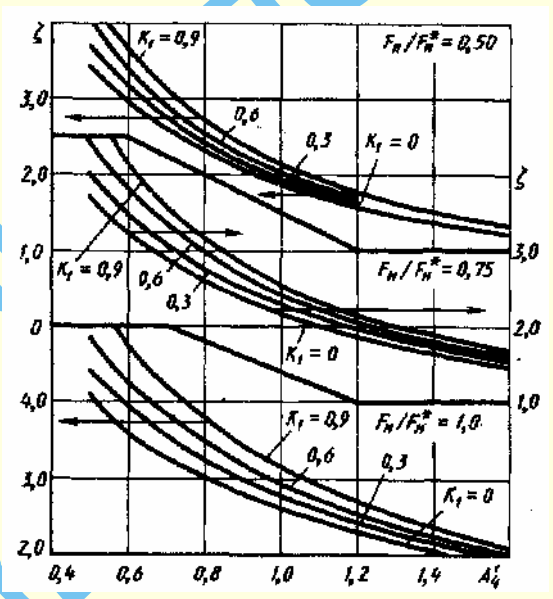
Справочник по гидравлическим

Продолжение

Коллекторы *Z* – образной формы при $\alpha = 90^\circ$ **и** $\frac{L}{D_{гн}} \le 50;\ 0,5 \le \frac{F_н}{F_н^*} \le 1,0;\ K_1 \le 0,9$ **для раздающего и** $K_1^* = 0$ **для собирающего каналов;** $\mathrm{Re} = \frac{w_н D_{гн}}{\nu} \ge 10^4$ **[286]**	**Диаграмма 1.8.5 – 43**

Значения ζ

K_1	A_4'						
	0,54	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
$\frac{F_н}{F_н^*} = 0,5$							
0	3,44	2,95	2,30	1,88	1,59	1,38	1,22
0,3	3,72	3,15	2,42	1,96	1,65	1,43	1,25
0,6	4,05	3,39	2,56	2,05	1,71	1,47	1,29
0,9	4,44	3,66	2,71	2,15	1J8	1,52	1,33
$\frac{F_н}{F_н^*} = 0,75$							
0	3,70	3,25	2,62	2,19	1,88	1,65	1,47
0,3	4,03	3,50	2,78	2,30	1,96	1,71	1,52
0,6	4,42	3,79	2,96	2,42	2,05	1,78	1,57
0,9	4,89	4,14	3,16	2,56	2,15	1,85	1,62
$\frac{F_н}{F_н^*} = 1,0$							
0	4,02	3,63	3,04	2,61	2,29	2,04	1,84
0,3	4,40	3,94	3,25	2,71	2,41	2,14	1,92
0,6	4,87	4,31	3,50	2,95	2,55	2,24	2,00
0,9	5,46	4,76	3,79	3,15	2,70	2,30	2,09



1.8.6. Сопротивление при течении через препятствия, равномерно распределенные по сечению каналов (коэффициенты сопротивления решеток, сеток, пористых слоев, насадок и др.)

1.8.6.1. Пояснения и практические рекомендации

1. К препятствиям, равномерно распределенным по сечению труб и каналов и создающим равномерное сопротивление потоку, относятся различные решетки, сетки, слои, ткань, насадки из колец Рашига, кускового или сыпучего материала, поперечные пучки труб и т. п.

2. Природа сопротивления плоских решеток (перфорированных листов), помещенных в прямую трубу, такая же, как и при протекании потока через диафрагму (шайбу). Жидкость (газ), подходя к решетке, поджимается в ее отверстиях и с повышенной скоростью отдельными струйками выходит из решетки в трубу. Таким образом, возникают потери, связанные как со входом в отверстия, так и с внезапным расширением на выходе из отверстия решетки (рис. 1.173).

Коэффициент сопротивления плоской (тонкостенной) решетки зависит от коэффициента живого сечения $\bar{f} = \sum \frac{f_{отв}}{F_р} = \frac{F_0}{F_1}$ и формы краев отверстий, а также от числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = w_{отв} \frac{d_{отв}}{\nu}$. Вычисляется он по формулам (1.222) – (1.242):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = f\left(\bar{f}, \frac{r}{d_{отв}}, \frac{l}{d_{отв}}, \mathrm{Re}\right).$$

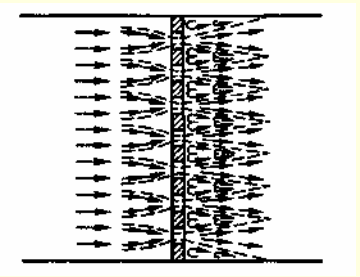


Рис. 1.173. Схема перетекания потока через решетку (сетку)

3. При малых коэффициентах живого сечения $\bar{f}$ решетки скорость потока в ее отверстиях, и особенно в наиболее сжатом сечении струек в отверстиях, может получиться очень большой даже при сравнительно небольшом ее значении перед фронтом решетки. В некоторых случаях скорость потока

Справочник по гидравлике

в сжатом сечении струек может быть близкой к скорости звука (числа Маха – близким к единице). При этих условиях коэффициент сопротивления решетки начинает зависеть от числа Маха $M_1 = \frac{w_1}{a_1}$ (см. 1.8.2.1. п. 38), т. е.

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = k_м \zeta,$$

где $k_м$ – поправка на влияние числа Маха, полученная на основании опытных данных Корнелла [801] (см. диаграмму 1.8.6–7); ζ определяется, как при $M_1 \approx 0$ по формулам 1.8.2.1; w_1 – средняя скорость потока перед препятствием (решетки, сетки и т. п., м/с).

4. Для построения перфорированных решеток можно воспользоваться следующей связью между числом отверстий $n_{отв}$, а также между поперечным S_1 и продольным S_2 шагом отверстий, их диаметром $d_{отв}$ и коэффициентом живого сечения решетки $\bar{f}$.

Число отверстий $n_{отв} = \frac{1,27\bar{f}F_р}{d_{отв}^2}$.

Расстояние между отверстиями:
при коридорном (прямоугольном) расположении отверстий (рис. 1.174*а*)

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= \frac{0,785 d_{отв}^2}{S_2 \bar{f}}; \\ S_2 &= \frac{0,785 d_{отв}^2}{S_1 \bar{f}}. \end{aligned}\right\} \qquad (1.279)$$

В первой формуле (1.279) известным предполагается шаг S_2, а во второй – шаг S_1;

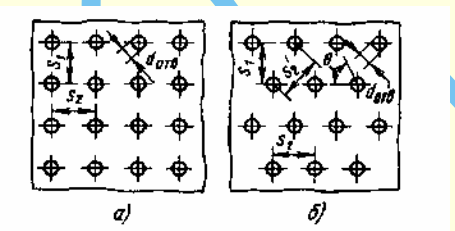


Рис. 1.174. Перфорированная решетка с коридорным (*а*) и шахматным (*б*) расположением отверстий

в частном случае, когда $S_1 = S_2$

$$S_1 = \frac{0,89 d_{отв}}{\sqrt{\bar{f}}}; \qquad (1.280)$$

при шахматном (ромбовидном) расположении отверстий под углом θ (рис. 1.174*б*)

$$S_1 = \frac{0,63 d_{отв}}{\sqrt{\operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\,\bar{f}}},$$

$$S_2 = \frac{1,25 d_{отв}}{\sqrt{\bar{f}\operatorname{tg}\theta}}.$$

В частном случае при одинаковом расстоянии между отверстиями как в поперечном направлении, так и диагональном ($S_2 = S_2'$; θ = 60°)

$$S_1 = \frac{0,82 d_{отв}}{\sqrt{\bar{f}}}; \quad S_2 = \frac{0,95 d_{отв}}{\sqrt{\bar{f}}}.$$

При $S_1 = S_2$ получим формулу (1.280).

5. Коэффициент сопротивления незагрязненных плетеных сеток при больших числах Рейнольдса

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = k_0\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(\frac{F_1}{F_0} - 1\right)^2, \qquad (1.281)$$

где для плетеных сеток из проволоки круглого поперечного сечения с обычным состоянием поверхности (но не окисленных и не запыленных) $k_0 = 1,3$ (по данным Г. А. Адамова); для новых сеток $k_0 = 1,0$, а для шелковых ниток $k_0 = 2,1$ [675].

6. При числах Рейнольдса $Re < 10^3$ для плетеных сеток из проволоки круглого поперечного сечения и $Re < 500$ для шелковых сеток коэффициент сопротивления может быть определен по следующим формулам:

1) сетки их проволоки при $50 < Re < 10^3$

$$\zeta = k'_{Re}\zeta_{кв};$$

при $Re < 50$

$$\zeta \approx \frac{22}{Re} + \zeta_{кв};$$

2) сетки из шелковых ниток при $40 < Re < 500$

$$\zeta = k''_{Re}\zeta_{кв};$$

при $Re < 40$

$$\zeta \approx \frac{7}{Re} + \zeta_{кв},$$

где $\zeta_{кв}$ определяется, как ζ по формуле (1.281);
k'_{Re} и k''_{Re} – см. соответствующие кривые $k_{Re} = f(Re)$ диаграммы 1.8.6–6.

7. Коэффициент сопротивления двухплоскостных сеток (см. диаграмму 1.8.6–6) может быть определен [350] как

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{1,28\left(1-\bar{f}\right)}{\bar{f}}.$$

Неравномерность расположения прутков не влияет на коэффициент сопротивления сетки; он зависит только от суммарного живого сечения $\bar{f}$ [350].

8. Сетки, сплетенные на основе нихромовой проволоки и в поперечном направлении из диэлектрической капроновой нити того же диаметра (d = 0,5÷1,2 мм), исследовались в работе [398] при установке их под разными углами (φ = 0 ÷ 75°) к потоку. При увеличении φ в пределах 0 ÷ 45° коэффициент сопротивления сетки увеличивается относительно мало. Резкое увеличение ζ (примерно вдвое) наступает при увеличении φ с 45 до 60°. Затем при дальнейшем увеличении φ коэффициент ζ опять уменьшается.

9. Как и для решеток, скорость в отверстиях сетки при малых коэффициентах ее живого сечения может быть близкой к скорости звука ($M_1 = 1,0$). Влияние числа Маха M_1 учитывается по формуле

$$\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = k'_м \zeta,$$

где $k'_м$ – поправка на влияние числа Маха [801] (см. диаграмму 1.8.6–7).

Справочник по гидравлике

10. Аналогичное явление может иметь место и при других пористых (фильтрующих) материалах. Значения коэффициентов сопротивления некоторых из них, полученные при больших давлениях (до 20 МПа) в зависимости от числа Рейнольдса, приведены на диаграмме 1.8.6–8 [733]. Там же для тех же материалов приведены кривые зависимости отношения давлений $\bar{p} = \frac{p_2}{p_1}$ от скорости потока w_1.

Ни коэффициент сопротивления ζ, ни отношение давления $\bar{p}$ практически не зависят от давления p_1 перед пористым материалом.

11. Установка двух сеток вплотную одна к другой в идеальном случае не должна приводить к увеличению сопротивления, так как при точном совмещении проволок обеих сеток это означало бы только увеличение размера этих проволок по потоку. Практически, однако, проволоки обеих сеток частично перекрывают одна другую, вследствие чего живое сечение несколько уменьшается и сопротивление увеличивается, но редко вдвое. При установке двух сеток на некотором расстоянии одна от другой (примерно на расстоянии больше 15 диаметров проволоки) сопротивление сеток удваивается. Поэтому при практических расчетах коэффициент суммарного сопротивления последовательно установленных сеток можно определять как сумму коэффициентов сопротивления отдельных сеток, т. е.

$$\zeta_c = \sum_{i=1}^{n_c} \zeta_i,$$

где n_c – число рядов сеток.

12. В случае применения решеток (сеток) в качестве барботажных тарелок (сетчатые тарелки) в аппаратах, где происходит процесс массообмена (ректификация, сорбция, увлажнение газов и т. п., рис. 1.175), их сопротивление зависит, во-первых, от условий работы тарелки (сухая тарелка, смоченная при движении по ней столба жидкости без барботажа и движении жидкости при наличии барботажа), во-вторых, от физических свойств рабочих сред и конструктивных размеров тарелки.

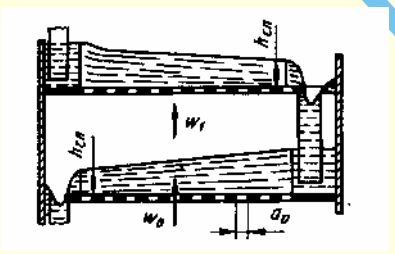


Рис. 1.175. Сетчатые тарелки в ректификационной колонне

13. Коэффициент сопротивления сухой тарелки определяется по данным пп. 2, 5 и 6, как для обычной решетки (сетки).

Сопротивление смоченной тарелки с малыми отверстиями больше сопротивления сухой тарелки, так как в отверстиях образуется жидкостная пленка, на разрыв которой затрачивается определенная энергия протекающего через отверстия газового (воздушного) потока.

Коэффициент сопротивления смоченной тарелки (с малыми отверстиями) можно вычислить по формуле И. П. Усюкина и Л. С. Аксельрода [638]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_г w_0^2/2} = \zeta_{сух}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + 2\cdot 10^{-4}\frac{\frac{\sigma}{a_0}}{\rho_г w_0^2/2},$$

где $\zeta_{сух}$ – коэффициент сопротивления сухой тарелки, определяемый, как ζ для обычной решетки (сетки), см. диаграммы 1.8.6–1 – 1.8.6–6; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости на границе раздела фаз газ – жидкость, Н/м; $\rho_г$ – плотность газа, кг/м^3; a_0 – радиус круглого отверстия или ширина щелевого отверстия тарелки, м; w_0 – средняя скорость потока в живом сечении препятствия (решетки, сетки и т. п.), м/с.

14. Коэффициент сопротивления тарелки в условиях ее нормальной работы с барботажем [638]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_г w_0^2/2} = \zeta_{сух}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \frac{2\cdot 10^{-4}\frac{\sigma}{a_0}}{\rho_г w_0^2/2} + 4{,}9\frac{\rho_ж}{\rho_в}\cdot\frac{h_{сл}}{\rho_г w_0^2/2} + 22{,}5\frac{\rho_ж}{\rho_в}\left(\frac{Q_ж}{l_{сл}}\right)^{\frac{2}{3}}\frac{1}{\rho_г w_0^2/2},$$

где $\rho_в$ и $\rho_ж$ – плотность воды и рабочей жидкости, кг/м^3; $h_{сл}$, $l_{сл}$ – высота и длина сливной перегородки тарелки, м.

15. Коэффициент сопротивления барботажных тарелок, у которых отсутствуют специальные переливные устройства, может быть вычислен с допустимой для технических расчетов точностью по формуле В. В. Дильмана и др. [476]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_г w_0^2/2} = 2\zeta_{сух}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\frac{1}{(1-\bar{f}')^3} + \frac{4\frac{\sigma}{a_0}}{\rho_г w_0^2/2}.$$

Коэффициент живого сечения щелей тарелки, через которую стекает жидкость:

$$\bar{f}' = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{L_0}{G_0}\right)^2\frac{\rho_г}{\rho_ж}\cdot\frac{0{,}5}{\zeta_{сух}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\mu_ж^2}}}{1+\sqrt[3]{\left(\frac{L_0}{G_0}\right)^2\frac{\rho_г}{\rho_ж}\cdot\frac{0{,}5}{\zeta_{сух}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\mu_ж^2}}},$$

где G_0, L_0 – массовая скорость соответственно газа и жидкости, кг/(м$^2\cdot$ с); $\mu_ж$ – коэффициент расхода жидкости через щель (отверстие) тарелки.

16. Общие потери в решетках, выполненных из стержней различных форм сечения, складываются, как и для обычных утолщенных решеток, из потерь на вход, на трение и на внезапное расширение (удар) при выходе из суженного сечения между стержнями в канал.

Коэффициент сопротивления решеток при $\frac{l}{d_м} = 5$ и $\frac{a_0}{S_1} \geq 0{,}5$ можно определить по формуле Киршмера [875]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \beta_1 k_1 \sin\theta. \qquad (1.282)$$

Здесь β_1 – коэффициент формы стержней (см. диаграмму 1.8.6–9); $k_1 = \left(\frac{S_1}{a_0}-1\right)^{\frac{4}{3}}$; θ – угол наклона стержня к потоку; $d_м$ – ширина (диаметр) миделева сечения стержня решетки, м; a_0 – просвет между двумя соседними стержнями, м; S_1 –

Справочник по гидравлике

расстояние между осями двух соседних стержней, м; l – длина стержня, м.

17. Коэффициент сопротивления решеток при любых значениях коэффициента живого сечения $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0} = \frac{a_0}{S_1}$ и любой относительной глубине просветов (толщине решетки) $\frac{l}{a_0}$ может быть определен приближенно:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \beta_2 \zeta' \sin\theta, \qquad (1.283)$$

где β_2 – коэффициент формы стержней (см. диаграмму 1.8.6–9); ζ' – коэффициент сопротивления обычной решетки или шайбы с утолщенными краями отверстий, определяемый как ζ по формуле автора (1.227) или диаграмме 1.8.6–3.

18. При значениях $\frac{a_0}{S_1} \geq 0{,}5$ коэффициент сопротивления стержневой решетки (с любой формой сечения стержня), помещенной непосредственно за поворотом потока под углом атаки α_0 [1007],

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \sigma_1 \sigma_2, \qquad (1.284)$$

где σ_1 – коэффициент, зависящий практически только от угла атаки α_0 (для данной формы стержня см. график *а* диаграммы 1.8.6–10); σ_2 – коэффициент, зависящий от угла атаки α_0 и коэффициента живого сечения $\frac{a_0}{S_1}$ (см. график *б* диаграммы 1.8.6–10).

19. В случае применения стержневых решеток в гидротехнических сооружениях значения ζ этих решеток получаются бóльшими, чем по расчету, вследствие загрязнения и конструктивных особенностей решеток. Поэтому В. Б. Дульнев [212] рекомендует ввести в формулы (1.282 – 1.284) поправочный множитель c', учитывающий род и количество содержащегося в воде мусора, способ очистки решетки, возможность отложения перед решеткой наносов и другие условия. При машинной очистке решеток $c' = 1{,}1 \div 1{,}13$, при ручной $c' = 1{,}5 \div 2{,}0$. Конструктивные особенности рекомендуется учитывать поправочным множителем

$$c'' \approx \frac{1}{\left(1 - \frac{A}{L}\right)^2},$$

где L – высота решетки в свету, м; A – суммарная высота поперечных элементов ($A = h \cdot n_1 + d n_2$), м; h и n_1 – высота и число промежуточных опорных балок, м; d и n_2 – диаметр и число распорно-связных элементов, м.

20. В пористой среде наблюдается постепенный переход от ламинарного режима течения к турбулентному. Плавность перехода объясняется, во-первых, извилистостью пор, сужениями и расширениями, а также шероховатостью поверхности пористой среды, что способствует вихреобразованиям и возмущениям потока; во-вторых, постепенным распространением турбулентности с больших пор на малые, что связано с характером распределения пор в среде по их размерам.

21. Пористые среды можно разделить на три основные группы:

1) цементированные или связанные (пористая керамика, уголь, пористый металл);

2) сыпучие или несвязанные (порошки, различные кусковые материалы, насадки из элементов правильной геометрической формы – шары, цилиндры, кольца);

3) решетчатые или хордовые насадки, насадки из сеток или сит, труб, гофрированных лент и т. п.

22. Пористость и просвет (коэффициент живого сечения) слоя, состоящего из одинаковых сферических тел, не зависят от диаметра зерна; они являются функциями взаимного расположения зерен, т. е. угла θ (рис. 1.176):

$$\varepsilon' = 1 - \frac{\pi}{6(1-\cos\theta)\sqrt{1+2\cos\theta}};$$

$$\bar{f} = 1 - \frac{0{,}25\pi}{\sin\theta}.$$

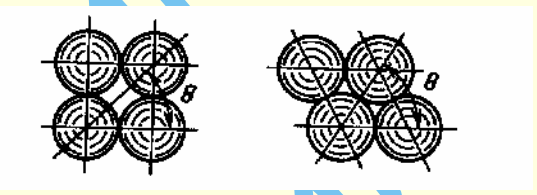


Рис. 1.176. Относительное расположение сферических тел в слое

Крайние значения угла θ равны 60 и 90°. Теоретическая пористость ε' и просвет $\bar{f}$ в этом интервале угла даны в табл. 1.59.

Таблица 1.59

Значения ε' и $\bar{f}$

θ	ε′	$\bar{f}$	θ	ε′	$\bar{f}$
60°	0,259	0,0931	67°21′	0,36	0,1491
60°02′	0,26	0,0977	69°17′	0,38	0,1605
61°18′	0,28	0,1045	71°28′	0,40	0,1719
б2°36′	0,30	0,1155	74°03′	0,42	0,1832
64°03′	0,32	0,1266	77°10′	0,44	0,1946
65°37′	0,34	0,1337	81°25′	0,46	0,2057
			90°00′	0,476	0,2146

23. Для слоя сыпучих тел или кусков сферической или неправильной формы коэффициент сопротивления может быть вычислен с точностью до ± 20 – 35%[1] по выражению, вытекающему из уточненной [817] формулы Эргана [812]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \left[\frac{360(1-\varepsilon')^2}{\varepsilon'^3 \,\mathrm{Re}_1} + \frac{B'(1-\varepsilon')}{\varepsilon'^3}\right]\frac{l_0}{d_э} = \frac{\lambda l_0}{d_э}, \qquad (1.285)$$

[1] Такая точность является относительно хорошей, если учесть, что применимость предлагаемой формулы в интервале изменения числа Рейнольдса от 10^{-1} до 10^3 изменяет коэффициент сопротивления на два порядка (от 0,5 до 50) [39].

Справочник по гидравлике

где

$$\lambda \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2 l_0 / d_э} = \frac{360(1-\varepsilon')^2}{\varepsilon'^3 \mathrm{Re}_1} + \frac{B'(1-\varepsilon')}{\varepsilon'^3} = \frac{A}{\mathrm{Re}_1} + B_1; \quad (1.286)$$

$\mathrm{Re}_1 \equiv \frac{w_1 d_э}{\nu}$; $d_э = \varphi_1 d_з$; $d_з$ – средний размер (диаметр) тела; (φ_1 – коэффициент формы тела; $B' = 1{,}8$ – для тел с гладкой поверхностью, $B' = 4{,}0$ – для тел с шероховатой поверхностью. Значения ε', $d_з$ и φ_1 для тел из различных материалов приведены на диаграмме 1.8.6–11.

24. Для слоя из тел неправильной формы, а также из колец, для которых известен гидравлический диаметр пор $d_г$ коэффициент сопротивления

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \lambda \frac{1}{\varepsilon'^2} \frac{l_0}{d_г}, \quad (1.287)$$

где по данным Н. П. Ишкина и М. Г. Каганера [295] при $\mathrm{Re}_г \equiv \frac{1}{\varepsilon'} \cdot \frac{w_1 d_г}{\nu} < 3$

$$\lambda = \frac{180}{\mathrm{Re}_г}, \quad (1.288)$$

а при $\mathrm{Re}_г > 3$

$$\lambda = \frac{164}{\mathrm{Re}_г} + \frac{7{,}68}{\mathrm{Re}_г^{0{,}11}}. \quad (1.289)$$

Формулами (1.287 – 1.289) можно пользоваться также для определения коэффициента сопротивления связанного пористого материала.

25. Сопротивление «регулярных» пористых насадок из колец Рашига, уложенных правильными рядами (см. диаграмму 1.8.6–13), и насадок из деревянных реек, уложенных параллельно (см. диаграмму 1.8.6–14), при отсутствии орошения их жидкостью обусловлено главным образом потерями давления на трение.

Коэффициент сопротивления таких насадок может быть вычислен по формуле (1.287), где по уточненным данным [218] при $0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} < \frac{w_1 d_г}{\nu} \le 8 \cdot 10^3$ (где $\mathrm{Re}_{1г}$ принят в соответствии со скоростью перед насадкой)

$$\lambda = \frac{3{,}2}{\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}}, \quad (1.290)$$

а при $\mathrm{Re}_{1г} > 8 \cdot 10^3$

$$\lambda \approx 0{,}11 = \mathrm{const}, \quad (1.291)$$

где $d_г = \frac{4\varepsilon'}{\bar{s}}$ – гидравлический диаметр просвета между кольцами, м ($\bar{s}$ –удельная площадь поверхности всех колец, $м^2/м^3$).

26. Сопротивление насадок из колец Рашига, уложенных в шахматном порядке (см. диаграмму 1.8.6–13), и хордовых насадок, загруженных накрест (см. диаграмму 1.8.6–14), при отсутствии орошения их жидкостью обусловливается как потерями на трение, так и потерями при внезапном сужении и расширении потока в местах пересечения рядов насадки.

27. Коэффициент сопротивления керамических колец Рашига с отношением наружного диаметра к внутреннему $\frac{d_н}{d_в} \approx 1{,}2$ и относительной высотой $\frac{l_к}{d_н} \approx 1{,}0$ при укладке их в шахматном порядке может быть определен по формуле (1.287), где при $0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} \le 6 \cdot 10^3$ λ вычисляется по уточненной И. Е. Идельчиком формуле Н. М. Жаворонкова [218]:

$$\lambda = \frac{9{,}6}{\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}}, \quad (1.292)$$

а при $\mathrm{Re}_{1г} > 6 \cdot 10^3$

$$\lambda \approx 0{,}36 = \mathrm{const}. \quad (1.293)$$

С некоторым приближением формулы (1.292) и (1.293) можно распространить и на кольца с иными размерами.

28. Коэффициент сопротивления хордовых насадок, загруженных накрест, вычисляется по формуле (1.287), в которой $0{,}4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{1г} \le 6 \cdot 10^3$ согласно [218]

$$\lambda = \frac{k_1'}{\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}}, \quad (1.294)$$

а при $\mathrm{Re}_{1г} > 6 \cdot 10^3$

$$\lambda = \lambda' = \mathrm{const}, \quad (1.295)$$

где k_1' и λ' принимаются в зависимости от номера решетки (см. диаграмму 1.8.6–14)[1].

29. Сопротивление движению газового потока в орошаемой насадке значительно больше, чем в сухой. Возрастание сопротивления вызывается как сужением потоков жидкости живого сечения насадки, так и барботированием газа через жидкость, которая задерживается в мертвых зонах насадки. При этом влияние интенсивности орошения на сопротивление насадки тем больше, чем меньше размер элементов в насадке.

30. При движении газа противотоком через орошаемую насадку наблюдаются три режима: устойчивый, при котором жидкость полностью стекает вниз; неустойчивый, при котором вначале происходит подвисание (захват) жидкости, а потом обратное движение жидкости, приводящее к «захлебыванию» и выбрасыванию ее из насадки вместе с газом. Моменты захвата и захлебывания жидкости наступают при тем меньшей скорости газового потока, чем больше плотность A орошения насадки жидкостью [218].

31. Коэффициент сопротивления орошаемой насадки, как упорядоченной, так и неупорядоченной, до начала подвисания жидкости, т. е. при скорости $w_1 \approx w_{1пр}$ примерно до $A = 50$ $м^3/(м^3 \cdot ч)$, может быть приближенно вычислен на основании данных Н. М. Жаворонкова [218]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \zeta_{сух}(1 + \tau' A), \quad (1.296)$$

где $\zeta_{сух}$ – коэффициент сопротивления сухой насадки, определяемый, как ζ на основании формул (1.285 – 1.295); A – плотность орошения насадки жидкостью, $м^3/(м^2 \cdot ч)$; τ' – коэффициент, учитывающий влияние типа насадки на увеличение сопротивления из-за орошения (см. диаграммы 1.8.6–12 – 1.8.6–14); $w_{1пр}$ – предельная скорость газового потока в свободном сечении аппарата (перед насадкой), при которой начинается подвисание или захлебывание жидкости (см. диаграммы 1.8.6–12 – 1.8.6–14).

[1] Подробнее о геометрии и сопротивлении зернистых слоев и слоев из тел нерегулярной формы см. работу М. Э. Аэрова и О. М. Тодеса [38].

Справочник по гидравлике

32. Сопротивление насадок при работе их на запыленном газе может резко возрасти (в 2 – 3 раза и более), что следует иметь в виду при их гидравлическом расчете.

33. Если прохождение газа через насадку сопровождается охлаждением или нагреванием его, то общий коэффициент сопротивления должен включать дополнительный элемент $\Delta\zeta_t$, учитывающий потерю давления на ускорение (замедление) потока в пределах слоя (препятствия) вследствие уменьшения (увеличения) плотности рабочей среды [451]:

$$\zeta_t \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2 / 2} = \zeta + \Delta\zeta_t,$$

где ζ определяется по формулам (1.285 – 1.296);

$$\Delta\zeta_t \equiv \frac{2(T_{вых} - T_{вх})}{T_{ср}}$$

(в случае нагрева $\Delta\zeta_t$ положительно, а в случае охлаждения $\Delta\zeta_t$ отрицательно);

$$w_{1ср} = w_1 \frac{T_{ср}}{T_{вх}};\ T_{ср} = \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2};$$

$$\rho_{ср} = 273 \frac{\rho_0}{T_{ср}};\ \mathrm{Re}_{1г} = w_{1ср} \frac{d_г}{\nu};$$

$w_{1ср}$ – скорость потока перед фронтом препятствия, взятая по среднеарифметической температуре $T_{ср}$ потока вдоль этого препятствия, м/с; p_0 и $p_{ср}$ – плотность протекающей среды соответственно при T = 273K и подсчитанного по среднеарифметической температуре $T_{ср}$ потока вдоль препятствия, кг/м^3; ν принимается в зависимости от среднеарифметической температуры $T_{ср}(l_{ср})$.

34. Для сухой очистки газа (воздуха) от высокодисперсной пыли широко применяются тканевые фильтры. В отличие от ткани, через которую проходит чистый (незапыленный) газ, сопротивление фильтрующей ткани при запыленном газе возрастает со временем. Это объясняется тем, что поры ткани со стороны входа запыленного газа заполняются частицами пыли и образуют в порах и на поверхности ткани «вторичную» пористую перегородку. По мере забивания пор ткани частицами пыли и увеличения толщины ее слоя на поверхности сопротивление фильтрующей пористой среды (ткани и пыли) возрастает.

35. Сопротивление запыленной фильтрующей ткани предлагается [223] рассматривать состоящим из двух частей: $\Delta p'$ – сопротивления, обусловленного неудаляемым запылением ткани, и $\Delta p''$ – сопротивления слоя пыли, удаляемого при периодических процессах очистки ткани.

На основании этого Г. М. Гордон и И. А. Аладжалов [152] рекомендуют вычислять общее сопротивление запыленной ткани по следующей формуле:

$$\Delta p = (A_2 + B_2 p_п)\eta w_1,$$

где A_2 – экспериментальный коэффициент, зависящий от вида пыли, типа ткани и степени запыленности[1]; B_2 – экспериментальный коэффициент, зависящий от насыпной плотности пыли и проницаемости слоя пыли; $p_п$ – удельная масса периодически удаленного слоя, кг/м^2; w_1 – скорость фильтрации (удельная нагрузка на ткань), м^3/(м^2 · с).

[1] Некоторое уточнение коэффициентов A_2 и B_2 см. работу А. Ф. Григорьева [166].

36. В некоторых случаях сопротивление запыленной ткани [683]

$$\Delta p = (A_3 + A_3')q^m,$$

где A_3 и A_3' – коэффициенты пропорциональности, зависящие от вида пыли, типа ткани и степени запыленности; $q = \frac{Q}{F_1}$ – удельная нагрузка на ткань, м^3/(м^2 ·с); m – экспериментально определяемая величина.

37. Пористый материал, применяемый в контактных, фильтрующих и других аппаратах, часто оформляется в виде цилиндрического слоя (рис. 1.177). Удельные потери, т. е. потери давления, приходящиеся на единицу толщины слоя пористого цилиндра при данном расходе жидкости (газа), меняются в зависимости от толщины стенок цилиндра. В случае истечения потока наружу скорость в направлении истечения падает вместе с возрастанием площади поверхности (из-за диффузорного эффекта) цилиндрического слоя, а следовательно, удельные потери уменьшаются. При всасывании имеет место обратное явление (конфузорный эффект).

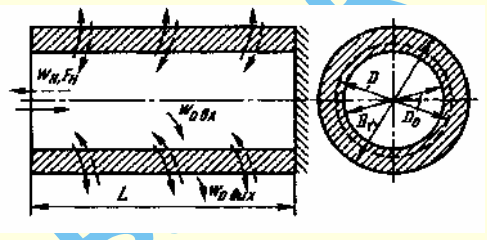


Рис. 1.177. Слоевой (пористый) цилиндр

38. Применительно к цилиндрическому слою формула (1.285) приобретает [246, 249, 258] следующий вид:

$$\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{0вх}^2 / 2} = \frac{\bar{f}(1-\varepsilon')D_0}{\varepsilon'^3 d_э} \times$$

$$\times \left[\frac{180(1-\varepsilon')}{\mathrm{Re}_{вх}} \ln\frac{D_1}{D_0} + \frac{\bar{f}\, B' D_0}{2D_1}\left(\frac{D_1}{D_0} - 1\right)\right]$$

и

$$\zeta_{вых} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{0вых}^2 / 2} = \frac{\bar{f}(1-\varepsilon')D_1}{\varepsilon'^3 d_э} \times$$

$$\times \left[\frac{180(1-\varepsilon')}{\mathrm{Re}_{вых}} \ln\frac{D_1}{D_0} + \frac{\bar{f}\, B'}{2}\left(\frac{D_1}{D_0} - 1\right)\right],$$

а формулы (1.287) и (1.296) при $\mathrm{Re}_г < 3$ соответственно

$$\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{0вх}^2 / 2} = \frac{90}{\mathrm{Re}_{г\,вх}} \frac{D_0}{d_г} \ln\frac{D_1}{D_0}$$

или

$$\zeta_{вых} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{0вых}^2 / 2} = \frac{90}{\mathrm{Re}_{г\,вых}} \frac{D_1}{d_г} \ln\frac{D_1}{D_0};$$

$$3 < \mathrm{Re}_г < 1000;$$

$$\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{0вх}^2 / 2} = \frac{82}{\mathrm{Re}_{г\,вх}} \frac{D_0}{d_г} \ln\frac{D_1}{D_0} +$$

$$+ \frac{4{,}31}{\mathrm{Re}_{г\,вх}^{0{,}11}} \frac{D_0^{1{,}89}}{d_г D_1^{0{,}89}} \left[\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^{0{,}89} - 1 \right]$$

Справочник по гидравлике

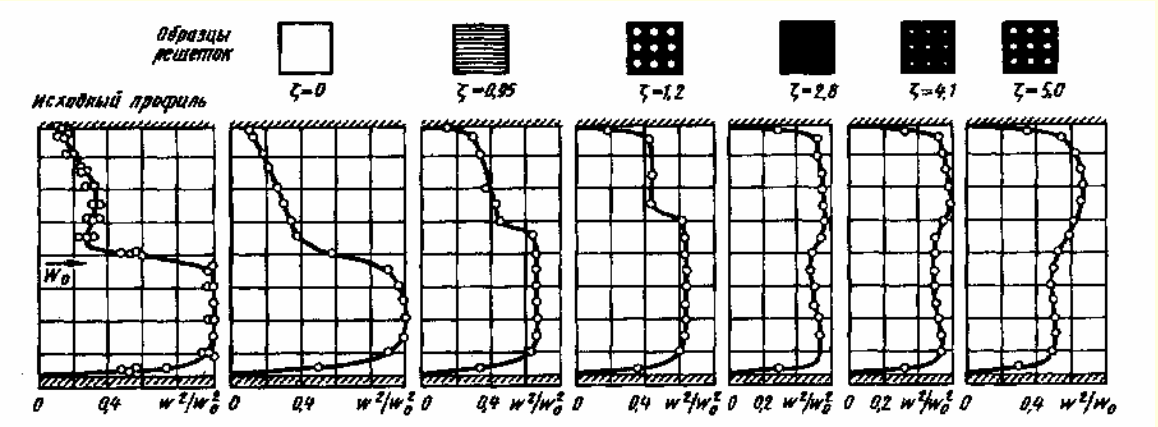


Рис. 1.178. Поток с регулярной неравномерностью (по данным Таганова)

или

$$\zeta_{вых} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_{0вых}^2/2} = \frac{82}{\mathrm{Re}_{г\,вых}} \frac{D_1}{d_г} \ln \frac{D_1}{D_0} + \frac{4{,}31}{\mathrm{Re}_{г\,вых}^{0{,}11}} \frac{D_1}{d_г} \left[\left(\frac{D_1}{D_0} \right)^{0{,}89} - 1 \right],$$

где

$$\mathrm{Re}_{вх} \equiv \frac{w_{0вх} d_э}{\nu};$$

$$\mathrm{Re}_{вых} \equiv \frac{w_{0вых} d_э}{\nu};$$

$$\mathrm{Re}_{г\,вх} \equiv \frac{w_{0вх} d_г}{\nu};$$

$$\mathrm{Re}_{г\,вых} \equiv \frac{w_{0вых} d_г}{\nu}$$

$w_{0вх}$, $w_{0вых.}$ – средние скорости потока в живом сечении (просвете) слоя на входе и на выходе из слоя, м/с.

39. Формулы не учитывают некоторую разницу в сопротивлении цилиндрического слоя для случаев истечения и всасывания. В первом случае (когда наблюдается диффузорный эффект) коэффициент сопротивления, приведенный к одной и той же скорости, меньше, чем во втором случае (когда наблюдается конфузорный эффект). При не очень большой относительной толщине слоя эта разница может достигнуть 20% и более.

40. Если скорости по сечению распределены неравномерно, то препятствия, равномерно распределенные по сечению канала, оказывают выравнивающее действие на набегающий поток. Создавая сопротивление, препятствия (различные решетки, сетки, слои сыпучих или кусковых материалов, ткани и т. п.) заставляют набегающую среду (жидкость, газ) растекаться по фронту данного препятствия и одновременно пересекать его через проходные отверстия (каналы).

41. Степень выравнивающего действия препятствий указанных видов зависит от их геометрических параметров (коэффициента живого сечения, относительной толщины слоя и т. д.). Поскольку эти параметры определяют коэффициент сопротивления препятствий, то в результате степень выравнивающего действия (степень растекания среды) является функцией коэффициента сопротивления. Чем больше коэффициент сопротивления препятствия, тем выше степень растекания среды по его фронту. Однако плоские (тонкостенные) решетки, такие как перфорированные листы, проволочные и другие сетки, ткань и т. п., в отличие от пространственных препятствий (слои сыпучих или кусковых материалов, трубчатые решетки и т. п.) обладают особенностями: после достижения определенного (предельного или «критического») значения коэффициента сопротивления в сечениях на конечном расстоянии за плоской решеткой профиль скорости получается «перевернутым» («обращенным»), т. е. наблюдается такая неравномерность потока, при которой максимум скорости за решеткой соответствует минимуму скорости перед ней, и наоборот (рис. 1.178) [246, 249, 269, 271].

42. Указанное объясняется следующим. При растекании среды по фронту решетки линии тока искривляются. Поскольку решетка тонкостенная, т. е. ее отверстия не имеют направляющих поверхностей, то поперечное (радиальное) направление линий тока неизбежно сохраняется и после протекания среды через отверстия. Однако это вызывает дальнейшее растекание среды, т. е. ее перемещение в радиальном направлении. Чем больше коэффициент сопротивления решетки, тем резче искривление линий тока при растекании струи по ее фронту, а следовательно, тем значительнее отклонение к периферии струек, выходящих из отверстий решетки. При увеличении коэффициента сопротивления решетки до определенного значения наступает момент, когда все струи отклоняются к периферии, следуя дальше поступательно только вдоль стенки канала, в то время как в центральной части сечения уже не только нет поступательной скорости, но появляется обратный поток, увлекаемый периферийными струями (рис. 1.179). Таким образом, за решеткой получается указанный выше «перевернутый» профиль скорости [246, 249].

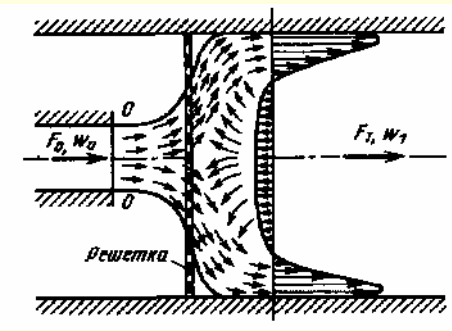
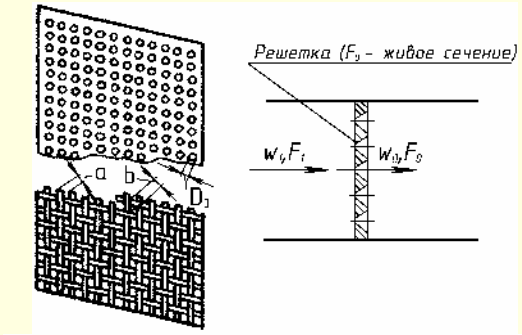


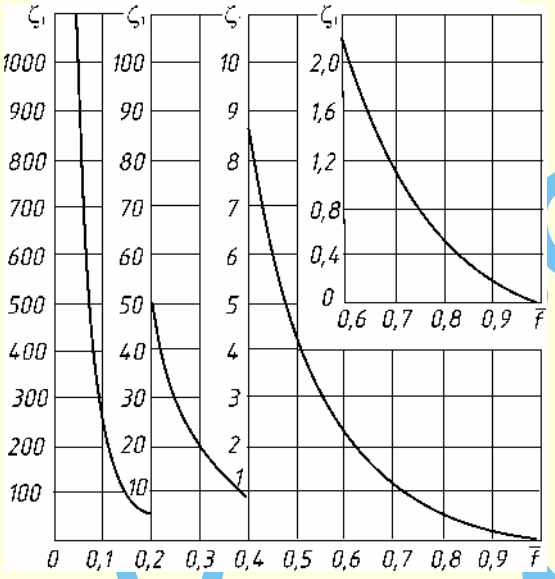
Рис. 1.179. Схема набегания узкой струи на решетку в трубе

Справочник гидравлика

1.8.6.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Решетка из перфорированных листов или полосок (плоская) при острых краях отверстий $\left(\frac{l}{d_г} = 0 \div 0{,}015\right)$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 d_г}{\nu} > 10^5$; **; [250, 252, 267, 273][1]**	**Диаграмма 1.8.6–1**





$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[0{,}707\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}375} + 1 - \bar{f}\right]^2 \frac{1}{\bar{f}^2} = f\left(\bar{f}\right)$$

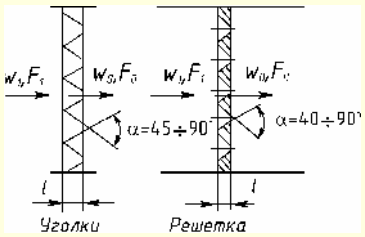
см. таблицу и график.

$$d_г = \frac{4 f_{отв}}{\Pi_0};\ \bar{f} = \frac{F_0}{F_1} = \frac{\sum f_{отв}}{F_1},$$

$f_{отв}$ – площадь одного отверстия, F_0 – площадь живого сечения решетки, Π_0 – периметр отверстия

$\bar{f}$	ζ	$\bar{f}$	ζ	$\bar{f}$	ζ
0,02	7083	0,22	41,8	0,50	4,37
0,03	3089	0,24	33,8	0,52	3,81
0,04	1716	0,26	27,7	0,55	3,10
0,05	1082	0,28	23,0	0,60	2,24
0,06	733	0,30	19,2	0,65	1,60
0,08	402	0,32	16,2	0,70	1,13
0,10	250	0,34	13,8	0,75	0,79
0,12	168	0,36	11,8	0,80	0,54
0.14	119	0,38	10,1	0,85	0,34
0,16	88,1	0,40	8,75	0,90	0,19
0,18	67,2	0,42	7,57	0,95	0,09
0,20	52,6	0,45	6,12	1,00	0
		0,47	5,31		

Решетка со срезанными по потоку краями отверстий или решетка из уголков, поставленных вершинами к потоку $\mathrm{Re} = \frac{w_0 d_г}{\nu} > 10^4$; **[250, 252, 267, 273]**	**Диаграмма 1.8.6–2**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \frac{\left[\sqrt{\zeta'}\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}375} + \left(1-\bar{f}\right)\right]^2}{\bar{f}^2},$$

где $\zeta' = f\left(\frac{l}{D_г}\right)$ см. таблицу или график *а* диаграммы 1.8.2–13; $\zeta = f\left(\bar{f}, \frac{l}{D_г}\right)$ см. график

$$d_г = \frac{4 f_{отв}}{\Pi_0};\ \bar{f} = \frac{F_0}{F_1} = \frac{\sum f_{отв}}{F_1},$$

$f_{отв}$ – площадь одного отверстия, F_0 – площадь живого сечения решетки, Π_0 – периметр

[1] Формулы И. Е. Идельчика, приведенные на диаграммах 1.8.6–1– 1.8.6–4, несколько уточнены (см. 1.8.2).

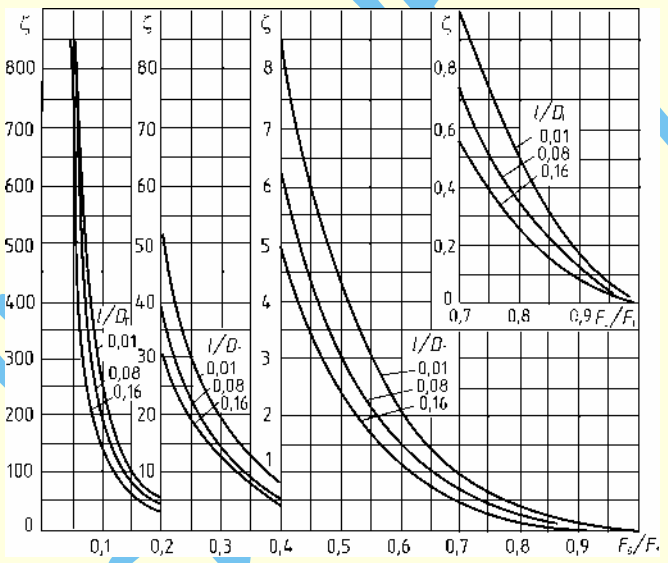
СПРАВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ

Продолжение

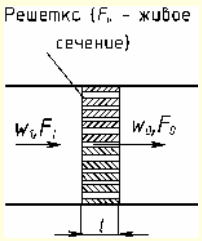
Решетка со срезанными по потоку краями отверстий или решетка из уголков, поставленных вершинами к потоку $\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_г}{\nu}>10^4$; **[250, 252, 267, 273]**	**Диаграмма 1.8.6–2**

Значения ζ

$\frac{a_0}{b_0}$	ζ′	$\bar{f}$															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
0,01	0,46	6840	1656	708	388	241	98,2	50,7	29,5	18,5	8,39	418	2,13	1,08	0.51	0,18	0
0,02	0,42	6592	1598	682	374	232	94,5	48,7	28,4	17,8	8,05	4,00	2,03	1,02	0,48	0,17	0
0,03	0,38	6335	1535	655	360	223	90,6	46,7	27,2	17,0	7,69	3,80	1,93	0,97	0,45	0,16	0
0,04	0,35	6140	1488	635	348	216	87,7	45,2	26,2	16,4	7,40	3,66	1,84	0,92	0,43	0,15	0
0,06	0,29	5737	1387	592	325	201	81,5	41,9	24,4	15,2	6,83	3,35	1,68	0,83	0,38	0,13	0
0,08	0,23	5300	1281	546	300	185	75,0	38,5	22,3	13,9	6,20	3,02	1,51	0,74	0,33	0,11	0
0,12	0,16	4748	1147	488	267	165	66,7	34,1	19,7	12,2	5,40	2,61	1,29	0,62	0,27	0,09	0
0,16	0,13	4477	1081	460	251	155	62,7	32,0	18,4	11,4	5,02	2,42	1,18	0,56	0,24	0,08	0



Решетка из утолщенных реек или перфорированная плита $\left(\frac{l}{d_г}>0,015\right)$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_г}{\nu}>10^5$; **[250, 252, 267, 273]**	**Диаграмма 1.8.6–3**



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=\frac{\left[0,5\left(1-\bar{f}\right)^{0,75}+\tau\left(1-\bar{f}\right)^{1,375}+\left(1-\bar{f}\right)^2+\frac{\lambda l}{d_г}\right]^2}{\bar{f}^2},$$

где τ см. таблицу, или по формуле $\tau=(2,4-l)^{\varphi(\bar{l})}$,

$$\varphi\left(\bar{l}\right)=\frac{0,25+0,535\bar{l}^8}{0,05+\bar{l}};$$

λ см. 1.7.1. При λ = 0,02 значения $\zeta_1=f(\bar{l},\bar{f})$ см. таблицу и график.

$$d_г=\frac{4f_{отв}}{\Pi_0};\ \bar{f}=\frac{F_0}{F_1}=\frac{\sum f_{отв}}{F_1},\ \bar{l}=\frac{l}{d_г},$$

$f_{отв}$ – площадь одного отверстия, F_0 – площадь живого сечения решетки, Π_0 - периметр

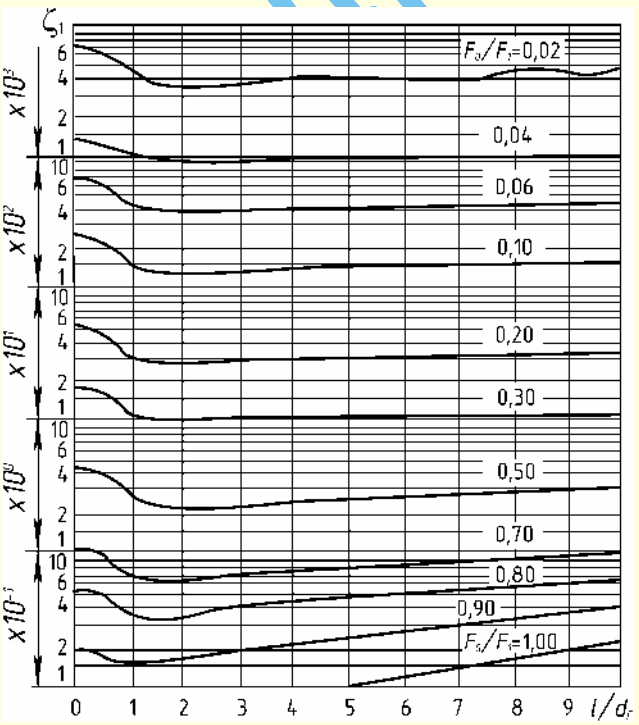
Справочник ГПО

Продолжение

Решетка из утолщенных реек или перфорированная плита $\left(\frac{l}{d_г} > 0,015\right)$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 d_г}{\nu} > 10^5$; **[250, 252, 267, 273]**	**Диаграмма 1.8.6–3**

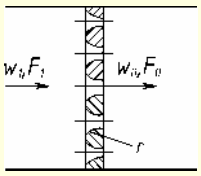
Значения ζ_1 при λ = 0,02

$\bar{l} = \frac{l}{d_г}$	τ	$\bar{f}$															
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0	1,35	6915	1676	716	394	244	99,5	51,4	30,0	18,8	8,56	4,27	2,19	1,11	0,53	0,19	0
0,2	1,22	6613	1602	684	376	233	95,0	49,0	28,6	18,0	8,17	4,08	2,09	1,07	0,51	0,19	0
0,4	1,10	6227	1533	655	360	223	91,0	47,0	27,4	17,2	7,83	3,92	2,01	1,03	0,50	0,19	0,01
0,6	0,84	5708	1382	591	324	201	81,9	42,3	24,6	15,5	7,04	3,53	1,82	0,94	0,46	0,18	0,01
0,8	0,42	4695	1137	486	266	165	67,2	34,6	20,2	12,7	5,77	2,90	1,50	0,78	0,39	0,16	0,02
1,0	0,24	4268	1033	441	242	150	61,0	31,4	18,3	11,5	5,24	2,64	1,37	0,72	0,37	0,16	0,02
1,4	0,10	3948	956	408	224	139	56,4	29,1	17,0	10,7	4,86	2,45	1,29	0,68	0,36	0,16	0,03
2,0	0,02	3783	916	391	215	133	54,1	27,9	16,3	10,2	4,68	2,38	1,26	0,68	0,36	0,17	0,04
3,0	0	3783	916	391	215	133	54,3	28,0	16,4	10,3	4,75	2,43	1,30	0,71	0,39	0,20	0,06
4,0	0	3833	929	397	218	135	55,2	28,6	16,7	10,6	4,88	2,51	1,35	0,75	0,42	0,22	0,08
5,0	0	3883	941	402	221	137	56,0	29,0	17,0	10,8	5,00	2,59	1,41	0,79	0,45	0,24	0,10
6,0	0	3933	954	408	224	139	56,9	29,6	17,4	11,0	5,12	2,67	1,46	0,83	0,48	0,27	0,12
7,0	0	3983	966	413	227	141	57,8	30,0	17,7	11,2	5,25	2,75	1,52	0,87	0,51	0,29	0,14
8,0	0	4033	979	419	231	143	58,7	30,6	18,0	11,4	5,38	2,83	1,57	0,91	0,54	0,32	0,16
9,0	0	4083	991	424	234	145	59,6	31,0	18,3	11,6	5,50	2,91	1,63	0,95	0,58	0,34	0,18
10,0	0	4133	1004	430	237	147	60,5	31,6	18,6	11,9	5,62	3,00	1,68	0,99	0,61	0,37	0,20



Справочник по гидравлике

Решетка с закругленными краями отверстий; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_г}{\nu}>3\text{–}10^3$ **[250–252, 267, 274]**	**Диаграмма 1.8.6–4**



$$d_г=\frac{4f_{отв}}{\Pi_0};\ \bar{f}=\frac{F_0}{F_1}=\frac{\sum f_{отв}}{F_1};$$

$$\zeta_1\equiv\frac{\Delta p}{\frac{\rho w_1^2}{2}}=\frac{\left[\sqrt{\zeta'}\left(1-\bar{f}\right)^{0,75}+\left(1-\bar{f}\right)\right]^2}{\bar{f}^2},$$

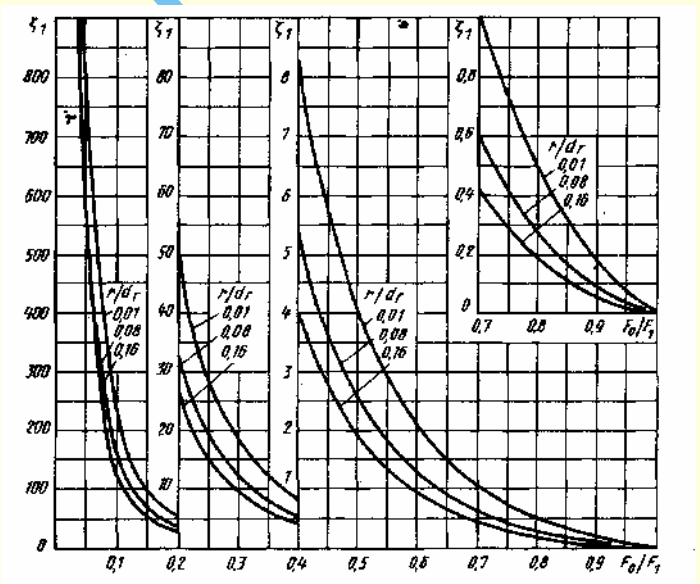
см. график, где ζ' см. таблицу ниже, график *б* диаграммы 1.8.2–13, или по формуле

$$\zeta'=0,03+0,47\cdot10^{-7,7\bar{r}};\ \bar{r}=\frac{r}{d_г}$$

$f_{отв}$ – площадь одного отверстия, F_0 – площадь живого сечения решетки, Π_0 - периметр

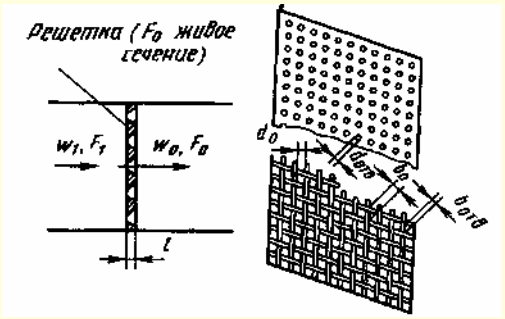
Значения ζ_1

$\bar{r}=\frac{r}{d_г}$	ζ'	$\bar{f}$									
		0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
0,01	0,44	6717	1628	695	382	236	96,4	49,7	29,0	18,2	12,0
0,02	0,37	6273	1520	648	356	221	89,7	46,2	26,9	16,8	11,1
0,03	0,31	5875	1421	607	332	206	83,6	43,0	25,0	15,6	10,3
0,04	0,26	5520	1336	570	312	193	78,3	40,2	23,4	14,6	9,54
0,06	0,19	4982	1206	513	281	174	70,3	36,0	20,8	12,9	8,46
0,08	0,15	4657	1125	479	262	162	65,3	33,4	19,3	12,0	7,80
0,12	0,09	4085	986	420	229	141	56,8	29,0	16,6	10,2	6,65
0,16	0,06	3745	902	384	210	129	51,8	26,3	15,0	9,26	5,99
$\bar{r}=\frac{r}{d_г}$	ζ'	$\bar{f}$									
		0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,0
0,01	0,44	8,24	5,75	4,10	2,91	2,08	1,49	1,05	0,73	0,49	0,18	0
0,02	0,37	7,59	5,29	3,75	2,65	1,90	1,35	0,95	0,66	0,44	0,15	0
0,03	0,31	7,01	4,87	3,45	2,43	1,74	1,23	0,86	0,59	0,40	0,14	0
0,04	0,26	6,51	4,51	3,19	2,24	1,60	1,13	0,79	0,54	0,36	0,12	0
0,06	0,19	5,76	3,97	2,79	1,96	1,38	0,97	0,67	0,46	0,30	0,10	0
0,08	0,15	5,29	3,63	2,55	1,78	1,25	0,88	0,60	0,41	0,26	0,08	0
0,12	0,09	4,48	3,06	2,14	1,48	1,03	0,71	0,48	0,33	0,21	0,06	0
0,16	0,06	4,02	2,73	1,90	1,31	0,91	0,62	0,42	0,28	0,17	0,05	0



Справочник по гидравлике

Решетки с различными формами краев отверстий, переходная и ламинарные области течения $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_г}{\nu}<10^4\div10^5\right)$ **[273]**	**Диаграмма 1.8.6–5**



$$d_г=\frac{4f_{отв}}{\Pi_0};\ \bar{f}=\frac{F_0}{F_1}=\frac{\sum f_{отв}}{F_1};$$

$f_{отв}$ – площадь одного отверстия, F_0 – площадь живого сечения решетки, Π_0 - периметр

1. $30 < \mathrm{Re} < 10^4 \div 10^5$:

$$\zeta=\frac{\Delta p}{\frac{\rho w_1^2}{2}}=\frac{\zeta_\varphi}{\bar{f}^2}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв};$$

2. $10 < \mathrm{Re} < 30$:

$$\zeta_1=\frac{33}{\mathrm{Re}\cdot\bar{f}^2}+\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{1кв};$$

3. $\mathrm{Re} < 10$:

$$\zeta_1=\frac{33}{\mathrm{Re}\cdot\bar{f}^2},$$

где $\zeta_\varphi=f_1\left(\mathrm{Re},\frac{F_0}{F_1}\right)$ и $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}=f_2(\mathrm{Re})$ см. таблицы, график или по формулам ниже;

$\zeta_{1кв}$ определяется, как ζ_1 при $\mathrm{Re} > 10^4 \div 10^5$:,
по диаграммам 1.8.6–1 – 1.8.6–4;

$$\zeta_\varphi=\left[18{,}78-\frac{7{,}768}{\bar{f}}+\frac{6{,}337}{\bar{f}^2}\right]\exp\left\{\left(-0{,}942-7{,}246\bar{f}-3{,}878\bar{f}^2\right)\lg\mathrm{Re}\right\}$$

Re	10	20	30	40	60	80	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	$6\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$
$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$	0,34	0,35	0,36	0,37	0,40	0,43	0,45	0,52	0,58	0,62	0,65	0,69

Re	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	$3\cdot10^5$	$4\cdot10^5$
$\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}$	0,74	0,76	0,80	0,82	0,85	0,87	0,90	0,95	0,98	1,0

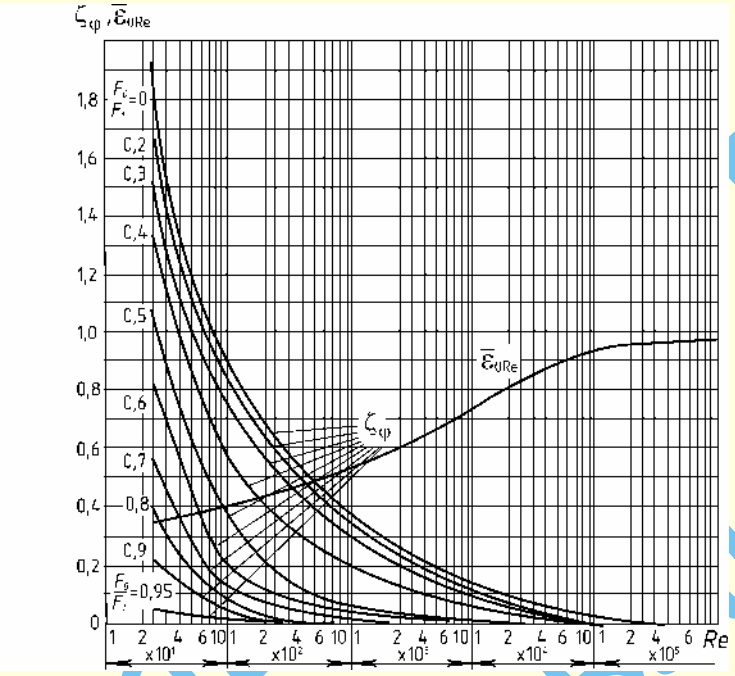
Значения ζ_φ

$\frac{F_0}{F_1}$	Re												
	25	40	60	10^2	$2\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	10^3	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$
0	1,94	1,38	1,14	0,89	0,69	0,64	0,39	0,30	0,22	0,15	0,11	0,04	0,01
0,2	1,78	1,36	1,05	0,85	0,67	0,57	0,36	0,26	0,20	0,13	0,09	0,03	0,01
0,3	1,57	1,16	0,88	0,75	0,57	0,43	0,30	0,22	0,17	0,10	0,07	0,02	0,01
0,4	1,35	0,99	0,79	0,57	0,40	0,28	0,19	0,14	0,10	0,06	0,04	0,02	0,01
0,5	1,10	0,75	0,55	0,34	0,19	0,12	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01
0,6	0,85	0,56	0,30	0,19	0,10	0,06	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	0
0,7	0,58	0,37	0,23	0,11	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0
0,8	0,40	0,24	0,13	0,06	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	0
0,9	0,20	0,13	0,08	0,03	0,01	0	0	0	0	0	0	0	0
0,95	0,03	0,03	0,02	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

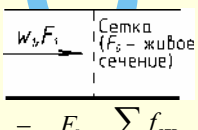
Справочник по гидравлике

Продолжение

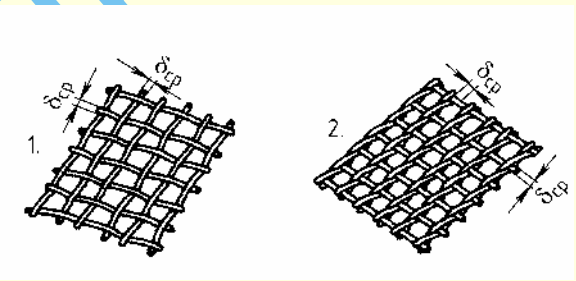
Решетки с различными формами краев отверстий, переходная и ламинарные области течения $\left(\mathrm{Re}=\frac{w_0 d_г}{\nu}<10^4\div10^5\right)$ **[273]**	**Диаграмма 1.8.6–5**

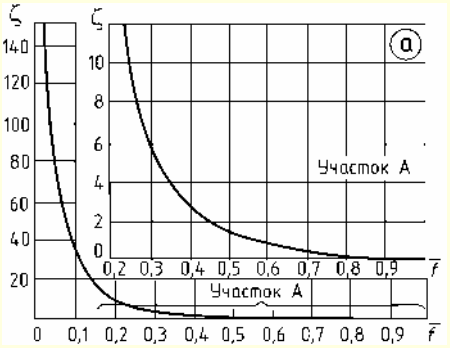


Сетки [251, 267, 350, 675]	**Диаграмма 1.8.6–6**



$$\bar{f}=\frac{F_0}{F_1}=\frac{\sum f_{отв}}{F_1}$$





1. Из металлической проволоки

$\mathrm{Re}=\frac{w_0\delta_{ср}}{\nu}\geq10^3$ см. график *а*;

$50<\mathrm{Re}<10^3$: $\zeta_{\mathrm{Re}}\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}=k_{\mathrm{Re}}+\zeta_{пр}$;

$\mathrm{Re}<50$: $\zeta_{\mathrm{Re}}\approx\frac{22}{\mathrm{Re}}+\zeta_{пр}$,

где k'_{Re} см. график *б*.

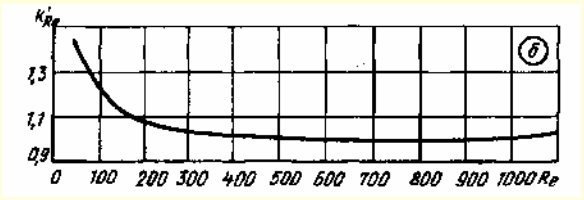
Для $n_с$ рядов последовательно установленных сеток

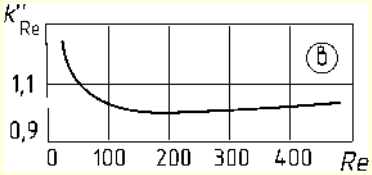
$$\zeta_с\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}\approx\sum_{i=1}^{n_с}\zeta_i \text{ или } \zeta_с\approx\sum_{i=1}^{n_с}\zeta_{\mathrm{Re}i}.$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Сетки [251, 267, 350, 675]	**Диаграмма 1.8.6–6**





Re	50	100	150	200	300	400	500	1000	1200
k'_{Re}	1,44	1,24	1,13	1,08	1,03	1,01	1,01	1,00	1,02

Re	40	80	120	300	350	400	500
k''_{Re}	1,16	1,05	1,01	1,00	1,01	1,01	1,03

2. Из шелковых нитей

$\mathrm{Re} > 500;\ \zeta_{ш} \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = 1{,}62\zeta_{пр};$

$40 < \mathrm{Re} < 500;\ \zeta_{Re} = k''_{Re}\zeta_{ш};$

$\mathrm{Re} < 40;\ \zeta_{Re} \approx \dfrac{7}{\mathrm{Re}} + \zeta_{ш},$

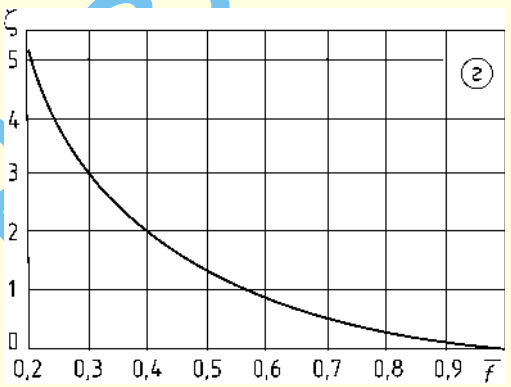
где k''_{Re} см. график *в*.

$\bar{f}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
ζ	363	82,0	33,4	17,0	10,0	6,20	4,10	3,00	2,20
$\bar{f}$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,90	1,00
ζ	1,65	1,26	0,97	0,75	0,58	0,44	0,32	0,14	0,00
$\bar{f}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
ζ	5,12	2,99	1,92	1,28	0,85	0,55	0,32	0,14	0,07

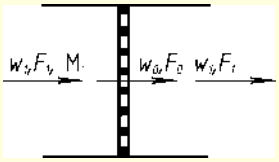
3. Двухплоскостная сетка из прутков круглого поперечного сечения



$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = 1{,}28\dfrac{1-\bar{f}}{\bar{f}}$ или см. график *г*.



Решетки и сетки при больших дозвуковых скоростях потока (большие числа Маха) [801]	**Диаграмма 1.8.6–7**



Решетки с острыми кромками входа в отверстия:

$$\zeta_м = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = k_м\zeta,$$

где ζ см. при $M_1 \approx 0$ по диаграмме 1.8.6–1; $k_M = f(M_1)$ при различных $\bar{f}$ приближенно см. график *а*.

Решетки с закругленными или срезанными по потоку отверстиями сетки:

$$\zeta_м = k'_м\zeta,$$

где ζ см. при $M_1 \approx 0$ соответственно по диаграммам 1.8.6–2, 1.8.6–4 и 1.8.6–6; $k'_м = f(M_1)$ при различных $\bar{f}$ для решеток ориентировочно см. график *б*, $M_1 = \dfrac{w_1}{a_1}$ – число Маха перед фронтом решетки (сетки)

Гидравлический справочник

Продолжение

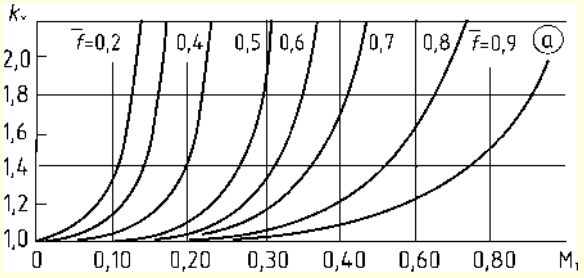
Решетки и сетки при больших дозвуковых скоростях потока (большие числа Маха) [801]	**Диаграмма 1.8.6–7**

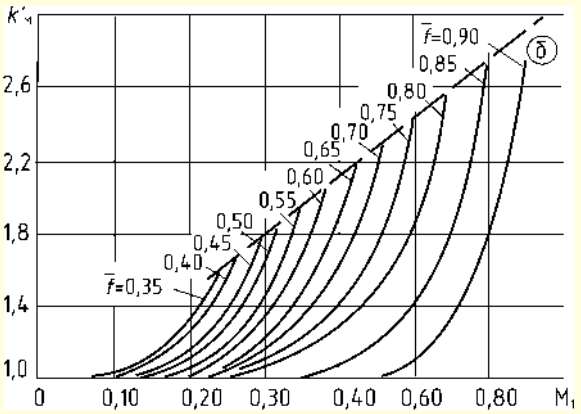
Значения $k_м$

$\bar{f}$	M_1													
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
0,2	1,00	1,09	1,30	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,3	1,00	1,03	1,13	1,51	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,4	1,00	1,00	1,03	1,14	1,41	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,5	1,00	1,00	1,00	1,03	1,10	1,27	3,85	–	–	–	–	–	–	–
0,6	1,00	1,00	1,00	1,00	1,04	1,12	1,30	1,77	–	–	–	–	–	–
0,7	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03	1,08	1,16	1,35	1,68	–	–	–	–	–
0,8	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,03	1,07	1,12	1,20	1,37	1,63	2,01	–	–
0,9	1,00	1,00	rl.00	1,00	1,00	1,00	1,02	1,04	1,07	1,13	1,21	1,33	1,50	1,75

Значения $k'_м$

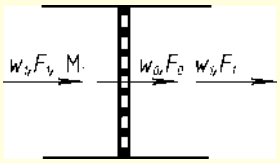
$\bar{f}$	M_1													
	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65
0,35	1,00	1,01	1,04	1,12	1,30	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,40	1,00	1,00	1,02	1,10	1,25	1,55	–	–	–	–	–	–	–	–
0,45	1,00	1,00	1,01	1,07	1,19	1,40	1,82	–	–	–	–	–	–	–
0,50	1,00	1,00	1,00	1,04	1,13	1,30	1,64	–	–	–	–	–	–	–
0,55	1,00	1,00	1,00	1,00	1,04	1,17	1,42	1,93	–	–	–	–	–	–
0,60	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02	1,11	1,32	1,68	–	–	–	–	–	–
0,65	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,07	1,22	1,47	1,90	–	–	–	–	–
0,70	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,16	1,33	1,60	2,12	–	–	–	–
0,75	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03	1,12	1,23	1,42	1,73	2,40	–	–	–
0,80	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,06	1,15	1,28	1,49	1,81	–	–	–
0,85	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,08	1,20	1,40	1,80	2,71	–
0,90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,08	1,32	1,75	2,65





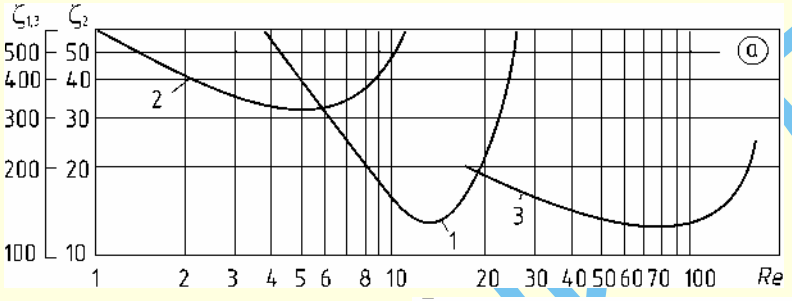
Справочник по гидравлике

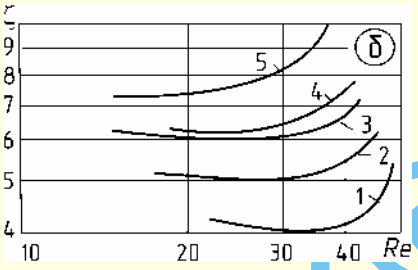
Фильтрующие материалы при больших давлениях среды (незагрязненные) [733]	**Диаграмма 1.8.6–8**

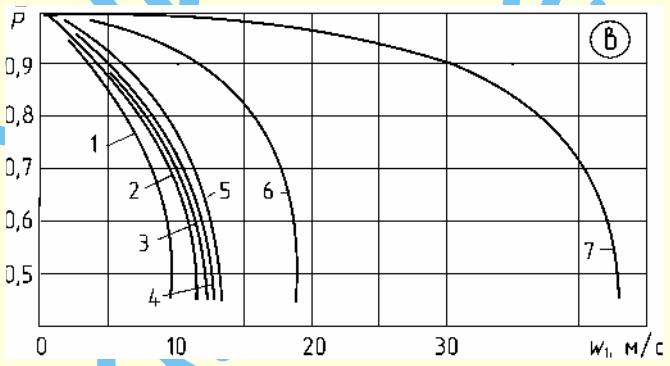


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$$ см. кривые $\zeta = f(\mathrm{Re})$ графиков *а* и *б*;

$$\overline{p} = \frac{p_2}{p_1}$$ см. кривые $\overline{p} = f(w_1)$ графика *в*; $\mathrm{Re} = \frac{w_1\delta}{\nu}$







Наименование	Средний диаметр нити (зерна) δ, мм	Толщина фильтра, мм	График (№ кривой)	
			$\zeta = f(\mathrm{Re})$	$\overline{p} = f(w_1)$
Металлическая сетка 685/6250	0,048 (основа–32 мкм, два утка по 64 мкм) $\delta = \frac{\delta_{ут} + \delta_{осн}}{2}$	0,128	а(*1*)	в(*7*)
Замша черная ГОСТ 3717–84	0,024	1,5	а(*2*)	в(*2*)
Капроновые комплексные нити полотняного переплетения (материал 23759)	0,300	0,275	а(*3*)	в(*6*)
Порошковый материал	0,100		б	в
		1	(*1*)	(*1* и *5*)
		2	(*2*)	(*4*)
		3	(*3*)	(*3*)
		1	(*4*)	(*3*)
		1	(*5*)	–

Справочник гидравлико

Продолжение

Фильтрующие материалы при больших давлениях среды (незагрязненные) [733]	**Диаграмма 1.8.6–8**

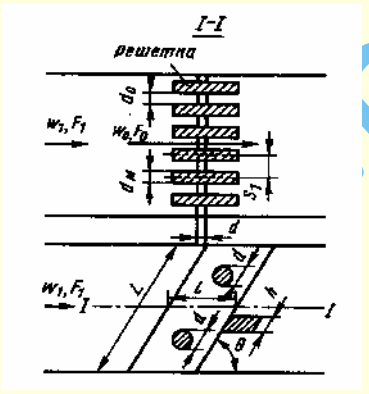
Значения ζ

Кривая на графике *а*	Re													
	1	2	3	4	6	8	10	15	20.	25	30	50	100	150
1	–	–	–	55	32	20	15	13	21	50	–	–	–	–
2	600	400	350	315	310	360	420	–	–	–	–	–	–	–
3	–	–	–	–	–	–	–	–	190	180	160	130	130	130

Значения ζ

Кривая на графике *б*	Re						
	15	20	25	30	35	40	45
1	–	4,2	4,1	4,0	4,0	4,0	4,7
2	5,2	5,1	5,0	5,0	5,1	5,2	6,5
3	6,1	6,0	6,0	6,0	6,2	6,2	6,6
4	–	6,1	6,2	6,3	6,9	7,4	–
5	7,1	7,2	7,4	8,0	9,5	–	–

Решетка стержневая под углом атаки $\alpha_0 = 0$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} > 10^4$ [212, 267, 875, 1007]	**Диаграмма 1.8.6–9**



Форма стержней решеток

1. **Чистая решетка**

а) $\frac{l}{d_м} = 5$ и $\frac{a_0}{S_1} > 0{,}5$:

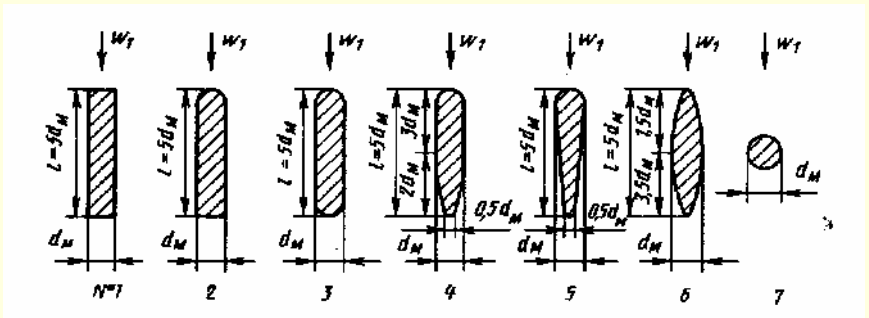
$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \beta_1 k_1 \sin\theta,$$

где β_1 см. таблицу; $k_1 = \left(\frac{S_1}{a_0} - 1\right)^{\frac{4}{3}}$ см. таблицу и график $k_1 = f\left(\frac{a_0}{S_1}\right)$;

б) любые $\frac{l}{d_м}$ и $\frac{a_0}{S_1}$:

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = \beta_2 \zeta' \sin\theta,$$

β_2 см. таблицу; ζ' определяется, как ζ утолщенной решетки, по диаграмме 1.8.6–3

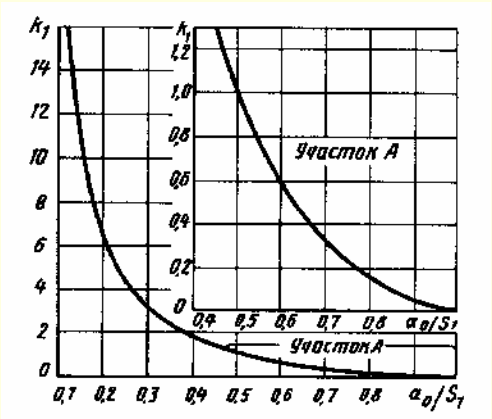


№ стержня	1	2	3	4	5	6	7
β_1	2,34	1,77	1,77	1,00	0,87	0,71	1,73
β_2	1,0	0,76	0,76	0,43	0,47	0,30	0,74

Справочник по гидравлике

Продолжение

Решетка стержневая под углом атаки $\alpha_0 = 0$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} > 10^4$ **[212, 267, 875, 1007]**	**Диаграмма 1.8.6–9**



$\frac{a_0}{S_1}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k_1	∞	18,7	6,35	3,09	1,72	1,00	0,58	0,32	0,16	0,05	0

2. **Загрязненная решетка (в гидротехнике)**

$$\zeta_{гр} = c'\zeta,$$

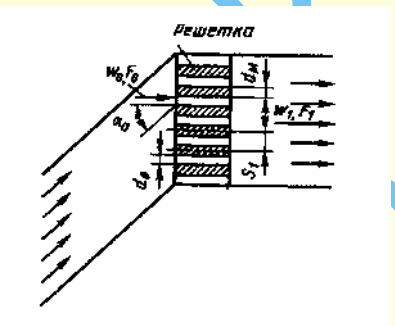
где $c' = 1{,}1 - 1{,}3$ — при машинной очистке решетки; $c' = 1{,}5 \div 2{,}0$ – при ручной очистке решетки

3. **Решетка с дополнительным каркасом (в гидротехнике)**

$\zeta_к = c''\zeta_{гр}$,

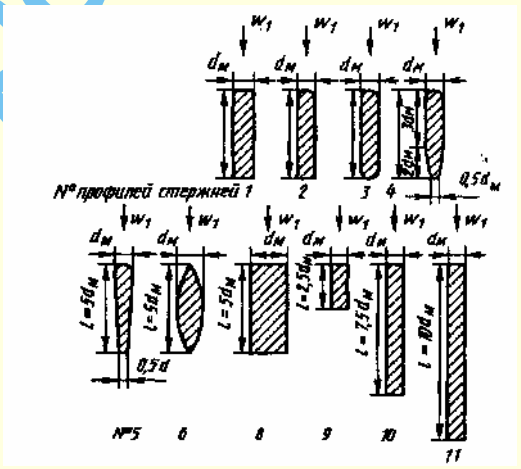
$c'' = \frac{1}{\left(1 - \frac{A}{L}\right)^2}$; $A = hn_1 + dn_2$ – суммарная высота поперечных элементов; n_1 – число промежуточных опорных балок; n_2–число распорно-связных элементов; L – высота решетки в свету

Решетка из стержней, расположенных под углом атаки $\alpha_0 > 0$ при $\frac{a_0}{S_1} \geq 0{,}5$: $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} > 10^4$ **[212, 267, 875, 1007]**	**Диаграмма 1.8.6–10**



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = \sigma_1 \sigma_2,$$

где σ_1 см. график *а*, σ_2 см. график *б*



Форма стержней решеток

Значения σ_1

№ кривой	α_0°									
	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2	0,76	0,65	0,58	0,54	0,52	0,51	0,52	0,58	0,63	0,62
3	0,76	0,60	0,55	0,51	0,49	0,48	0,49	0,57	0,64	0,66
4	0,43	0,37	0,34	0,32	0,30	0,29	0,30	0,36	0,47	0,52
5	0,37	0,37	0,38	0,40	0,42	0,44	0,47	0,56	0,67	0,72

№ кривой	α_0°									
	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
6	0,30	0,24	0,20	0,17	0,16	0,15	0,16	0,25	0,37	0,43
7	1,00	1,08	1,13	1,18	1,22	1,25	1,28	1,33	1,31	1,20
8	1,00	1,06	1,10	1,15	1,18	1,22	1.25	1,30	1,22	1,00
9	1,00	1,00	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,10	1,04	0,82
10	1,00	1,04	1,07	1,09	1,10	1,11	1,10	1,07	1,00	0,92

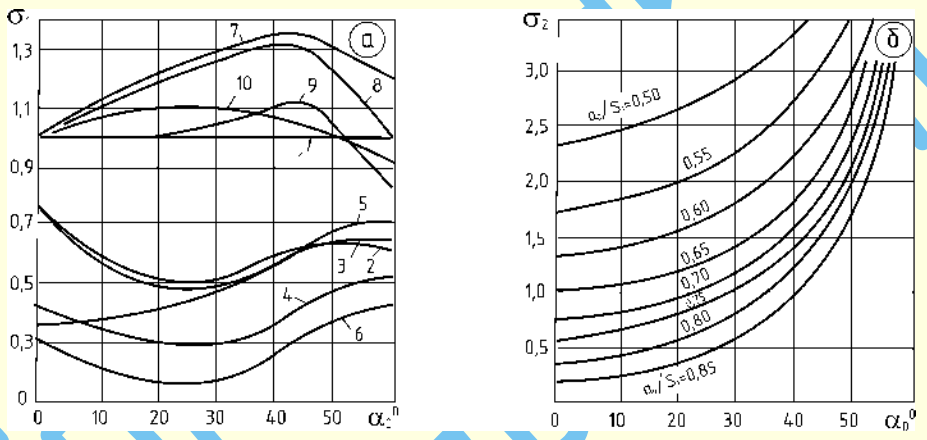
Справочник по гидравлике

Продолжение

Решетка из стержней, расположенных под углом атаки $\alpha_0 > 0$ при $\frac{a_0}{S_1} \geq 0{,}5$; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_0}{\nu} > 10^4$ **[212, 267, 875, 1007]**	**Диаграмма 1.8.6–10**

Значения σ_2

$\frac{a_0}{S_1}$	$\alpha_0°$									
	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
0,50	2,34	2,40	2,48	2,57	2,68	2,80	2,95	3,65	4,00	4,70
0,55	1,75	1,80	1,85	1,90	2,00	2,10	2,25	2,68	3,55	4,50
0,60	1,35	1,38	1,42	1,48	1,55	1,65	1,79	2,19	3,00	4,35
0,65	1,00	1,05	1,08	1,12	1,20	1,30	1,40	1,77	2,56	4,25
0,70	0,78	0,80	0,85	0,89	0,95	1,05	1,17	1,52	2,30	4,10
0,75	0,60	0,62	0,65	0,70	0,75	0,85	0,95	1,30	2,05	3,90
0,80	0,37	0,40	0,45	0,50	0,55	0,64	0,75	1,06	1,75	3,70
0,85	0,24	0,25	0,30	0,36	0,42	0,50	0,60	0,88	1,40	3,50

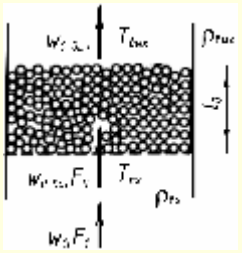


Насадка–слой из сферических тел или кусков неправильной формы [38, 812, 817]	**Диаграмма 1.8.6–11**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2 / 2} = \frac{\lambda l_0}{d_э} + \Delta\zeta_г,$$

где $\lambda = \frac{360(1-\varepsilon')^2}{\varepsilon'^3 \mathrm{Re}_1} + \frac{B'(1-\varepsilon')}{\varepsilon'^3} = \frac{A_1}{\mathrm{Re}_1} + B_1$; $A_1 \equiv \frac{360(1-\varepsilon')^2}{\varepsilon'^3}$ см. кривую *1* графика;

$B_1 \equiv \frac{B'(1-\varepsilon')}{\varepsilon'^3}$;



Сферические тела

B' =1,8 – для тел с гладкой поверхностью (см. кривую *2*); B' =4,0–для тел неправильной формы с шероховатой поверхностью (см. кривую *3*). $\mathrm{Re}_1 \equiv \frac{w_{1ср} d_э}{\nu}$; $d_э = \varphi_1 d_э$; $d_э$, ε' и φ_1 см. табл. 1 и 3;

$\Delta\zeta_г = 2\frac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{ср}}$; $T_{ср} = \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2}$; $\rho_{ср} = \rho_0 \frac{273}{T_{ср}}$; $w_{1ср} = \frac{w_1 T_{ср}}{T_{вх}}$;

$\nu = f(T_{ср})$ см. 1.1.

Сферические тела

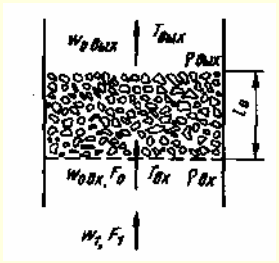
Таблица 1

θ°	60	64	68	72	76	80	84	90
ε'	0,250	0,320	0,365	0,405	0,435	0,455	0,470	0,476

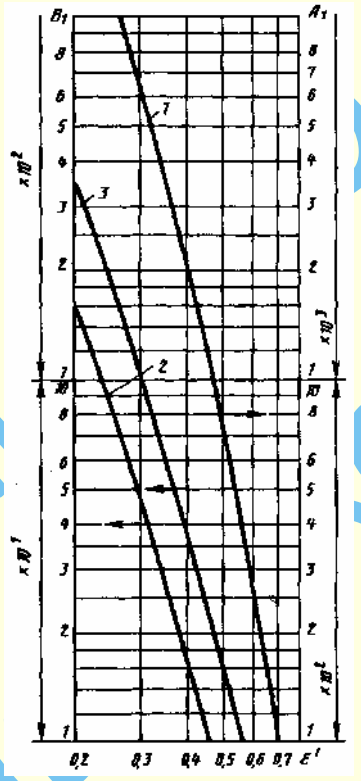
Справочник гидравлике

Продолжение

Насадка–слой из сферических тел или кусков неправильной формы [38, 812, 817]	**Диаграмма 1.8.6–11**



Тела неправильной формы



Значения A_1 и B_1

Таблица 2

ε'	A_1	B_1 при B'		ε'	A_1	B_1 при B'	
		1,8	4,0			1,8	4,0
0,25	12960	86,4	192	0,50	720	7,20	16,0
0,30	6534	46,7	103,7	0,55	438,1	4,87	10,8
0,35	3547	27,3	60,6	0,60	266,8	3,33	7,4
0,40	3025	16,87	37,5	0,65	160,56	2,29	5,1
0,45	1195	10,9	24,1	0,70	98,32	1,58	3,5

Тела и частицы неправильной формы

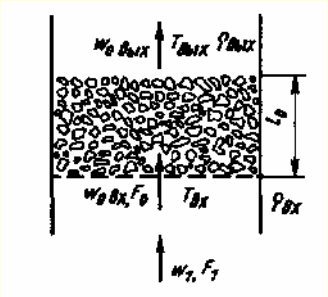
Таблица 1

С гладкой поверхностью			
Материал	$d_э$, мм	ε′	φ_1
Песок морской полидисперсный	2–3	0,35	0,66
	1,5	0,35	0,76
Песок речной	2,5–5	0,445	0,80
	1,2–2,5	0,390	0,76
Активированный глинозем	1–3	0,500	0,68
	3–5	0,500	0,49
	9–10	0,520	0,50
Алюмосиликагель	2,5	0,520	0,56
	3,5	0,480	0,68
	4,5	0,500	0,49
Антрацит	1,0	0,540	0,66
	2,1	0,520	0,67
	3,5	0,510	0,66
	7–8	0,520	0,07
	12–18	0,465	–
	18–25	0,475	–
Гравий	3,7	0,470 – 0,540	0,73
	12–20	0,370	0,68

С шероховатой поверхностью			
Материал	$d_э$, мм	ε'	φ_1
Активированный уголь	1–2	0,500	0,64
	1,5	0,445	0,92
	1,5–4,5	0,400	0,79
Известняк	1,6	0,640	0,77
Кокс	5–25	0,480	0,77
Кварцевый песок	0,2–0,3	0,430–0,460	0,63–0,70
	1,2–5	0,390–0,445	0,76–0,80
Силикагель КСМ	3–5	0,490	0,50
Сланец	5–25	0,43–0,52	0,68–0,46
Щебень	2,6	0,480	0,77
	30–25	0,500	0,62
	5–10	0,460–0,500	0,54

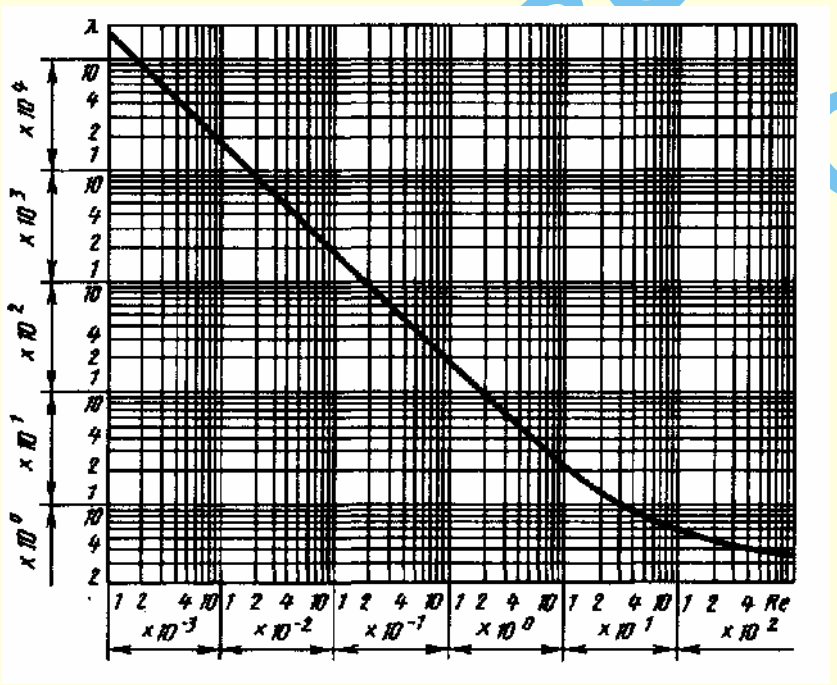
Справочное Гидравлическое

Насадка–слой из сыпучих тел и кусков неправильной формы при заданном *d*, [218, 350]	**Диаграмма 1.8.6–12**



$A\cdot10^2$, м^3/(м^2·с)	$w_{1\,пр}$, м/с
0	∞
0,14	0,8
0,28	0,7
0,7	0,6
1,4	0,5

Материал	$d_г$, мм	ε', м^3/м^3	$\bar{s}$, м^2/м^3
Андезит кусковой 43,2 мм	0,0333	0,565	68
Гравий круглый 42 мм	0,0193	0,388	80
Катализатор синтеза аммиака 6,1 мм	0,00194	0,465	960
Катализатор конверсии CO в таблетках 11,5 × 6 мм	0,0033	0,380	460
Катализатор сернокислый ванадиевый в таблетках 11 × 6,5 мм	0,00415	0,430	415
Кольца стальные 35×35×2,5 мм	0,0372	0,830	147
То же 50 × 50 × 5 мм	0,036	0,970	104
Кольца керамические 15 × 15 × 2 мм	0,0085	0,700	330
То же 25 × 25 × 3 мм	0,0145	0,740	204
То же 35 × 35 × 4 мм	0,0225	0,780	140
То же 50 × 50 × 5 мм	0,0360	0,785	88
Кольца фарфоровые 8 × 8 × 1,5 мм	0,0045	0,640	570
Седлообразные керамические элементы 12,5 мм		0,710–0,760	
То же 25 мм		0,710	–



Сухая насадка

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г}\cdot\frac{1}{\varepsilon'^2} + \Delta\zeta_t = \zeta_{сух} + \Delta\zeta_t;$$

$$\mathrm{Re}_г = \frac{w_{1ср} d_г}{\nu}\cdot\frac{1}{\varepsilon'} < 3:\ \lambda = \frac{180}{\mathrm{Re}_г} = f(\mathrm{Re}_г)$$ см. график;

$$3 < \mathrm{Re} < 1000:\ \lambda = \frac{164}{\mathrm{Re}_г} + \frac{7{,}68}{\mathrm{Re}_г^{0{,}11}} = f\left(\mathrm{Re}_г\right)$$

см. график

Орошаемая насадка (ориентировочно)

(при $A \le 1{,}4\cdot10^{-2}$; $w_1 \le w_{1пр}$; $5 < d_г < 30 \div 35$ мм):

$$\zeta \approx \zeta_{сух}\left(1 + 2{,}15\cdot10^2 A\right) + \zeta_t;\ \tau' = 2{,}15\cdot10^2;$$

A – плотность орошения жидкостью, м^3/(м^2·с);

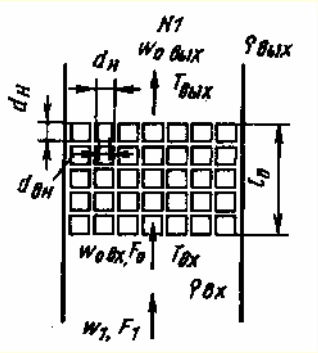
$\Delta\zeta_t = 2\dfrac{T_{вых} + T_{вх}}{T_{ср}}$; ν – в зависимости от $T_{ср}$ см. 1.1;

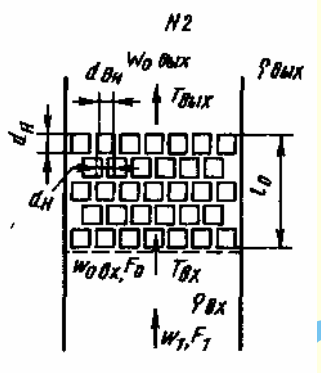
$T_{ср} = 0{,}5(T_{вх} + T_{вых})$; $\rho_{ср} = 273\dfrac{\rho_0}{T_{ср}}$; $w_{1ср} = \dfrac{w_1 T_{ср}}{T_{вх}}$.

Re	$1\cdot10^{-3}$	$5\cdot10^{-3}$	$1\cdot10^{-2}$	$5\cdot10^{-2}$	10^{-1}	$5\cdot10^{-1}$	1	2	3	4
λ	180000	36000	18000	3600	1800	360	180	90	61,5	47,9
Re	5	6	7	8	9	10	15	20	25	30
λ	39,7	33,7	29,6	26,5	24,3	22,4	16,8	13,7	12,0	10,7
Re	35	40	45	50	60	70	80	90	100	150
λ	9,90	9,24	8,70	8,30	7,62	7,16	6,80	6,52	6,27	5,62
Re	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000
λ	5,12	4,84	4,65	4,37	4,21	4,07	3,97	3,96	3,81	3,74

СПРАВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ

Насадка из керамических колец Рашига $\frac{d_н}{d_в} \approx 1{,}2$ [218]	**Диаграмма 1.8.6–13**





Кольца уложены правильными рядами

$A\cdot10^2$, м³/(м²·с)	$w_{1п}^{р}$, м/с
0–0,28	2,0
0,42–0,70	1,5
0,83–1,40	1,0

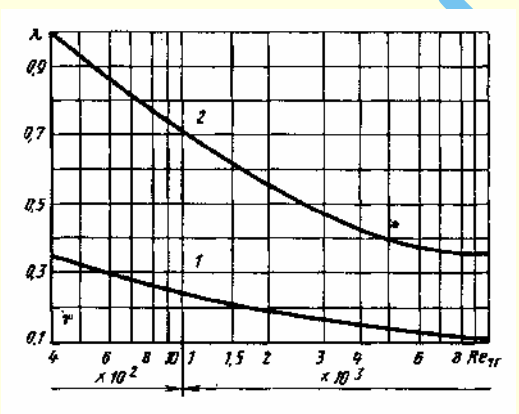
Кольца уложены в шахматном порядке

$A\cdot10^2$, м³/(м²·с)	$w_{1п}^{р}$, м/с
0–0,28	1,5
0,42–0,70	1,2
0,83–1,40	0,8

$d_н$, мм	$d_г$, м	ε'	$\frac{1}{\varepsilon'^2}$	$\bar{s}$, м²/м³
50	0,027	0,73	1,88	108
80	0,036	0,72	1,93	–
100	0,048	0,72	1,93	–
150	0,075	0,72	1,93	–
200	0,100	0,72	1,93	–

Значения λ

Кривая	Re·10⁻²								
	4	6	8	10	15	20	40	60	80
1	0,34	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,14	0,12	0,11
2	1,0	0,85	0,76	0,71	0,62	0,55	0,42	0,37	0,36



Сухие насадки

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2}$$

$0{,}4\cdot10^3 < \mathrm{Re}_{1г} = \dfrac{w_{1ср} d_г}{\nu} < 8\cdot10^3$; $\lambda = \dfrac{3{,}2}{\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}} = f\left(\mathrm{Re}_{1г}\right)$ см. кривую *1*.

$\mathrm{Re}_{1г} > 8\cdot10^3$: $\lambda \approx 0{,}11 = \mathrm{const}$;

$0{,}4\cdot10^3 < \mathrm{Re}_{1г} \leq 6\cdot10^3$; $\lambda = \dfrac{9{,}6}{\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}} = f\left(\mathrm{Re}_{1г}\right)$ см. кривую *2*.

$\mathrm{Re}_{1г} > 6\cdot10^3$: $\lambda \approx 0{,}36 = \mathrm{const}$

Орошаемые насадки (ориентировочно)

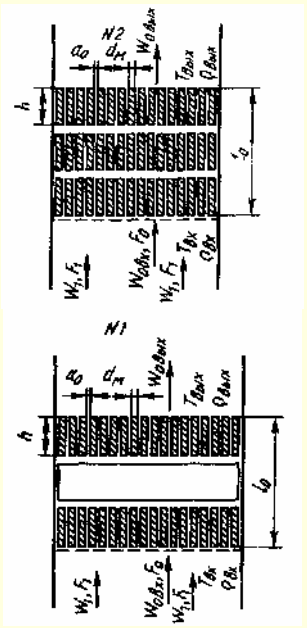
(при $A < 1{,}4\cdot10^{-2}$ $w_1 < w_{пр}$)

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2}\left(1 + \tau' A\right) + \Delta\zeta_t,$$

где A – плотность орошения жидкостью, м³/(м²·с); $\tau' = 1{,}4\cdot10^2$;
$\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{1ср}$ и ν см. диаграмму 1.8.6–11

Справочник по гидравлике

Насадки из деревянных реек (хордовые) [218]	Диаграмма 1.8.6–14



1. Рейки уложены параллельно.
2. Рейки уложены накрест

Сухая насадка

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{1ср}^2/2} = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2};$$

$$1)\ 4\cdot10^2 < \mathrm{Re}_{1г} = \frac{w_{1ср} d_г}{\nu} < 10^4;$$

$$\lambda = \frac{3{,}2}{\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}} = f(\mathrm{Re})$$ см. кривую *1*;

$$\mathrm{Re}_{1г} > 10^4:\ \lambda \approx 0{,}11 = \mathrm{const};$$

$$2)\ 4\cdot10^2 < \mathrm{Re}_{1г} = \frac{w_{1ср} d_г}{\nu} \le 10^4;$$

$$\lambda = \frac{k_1'}{\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}} = f(\mathrm{Re})$$ см. кривые *2 – 5*;

$$\mathrm{Re}_{1г} > 10^4:\ \lambda = \lambda'$$

Основные характеристики реек, уложенных накрест

Кривая	$d_м$, мм	a_0, мм	h, мм	$d_г$, мм	ε'	$\frac{1}{\varepsilon'^2}$	$\bar{s}$, м²/м³	k_1'	λ'
2	10	10	100	22	0,55	3,31	100	4,4	0,14
3	10	10	50	22	0,55	3,31	100	5,7	0,18
4	10	20	100	41	0,68	2,16	66	6,7	0,21
5	10	30	100	63	0,77	1,69	49	8,5	0,26

Орошаемая насадка (ориентировочно)

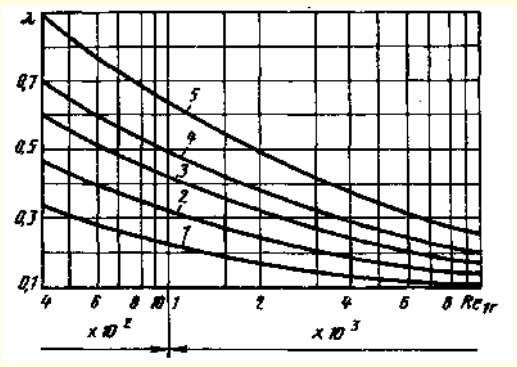
(при $A < 1{,}4\cdot10^{-2}$ $w_1 < w_{пр}$)

$$\zeta = \lambda \frac{l_0}{d_г} \cdot \frac{1}{\varepsilon'^2}(1+\tau' A) + \Delta\zeta_t,$$

где A – плотность орошения жидкостью, м³/(м²·с);
$\tau' = 1{,}4\cdot10^2$; для схемы 1 и $2{,}15\cdot10^2$ для схемы 2;
$\Delta\zeta_t$, $\rho_{ср}$, $w_{1ср}$ и ν см. диаграмму 1.8.6–11

Значения $w_{1пр}$, м/с

Схема	$A\cdot10^2$, м³/(м²·с)		
	0÷0,28	0,42÷0,07	0,83÷1,40
1	2,0	1,5	1,0
2	1,0	0,7	0,5

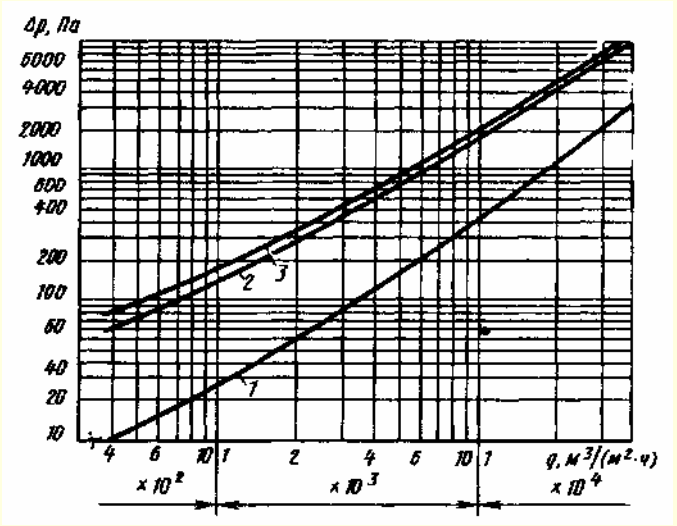


Значения λ

Кривая	$\mathrm{Re}_{1г}$									
	$4\cdot10^2$	$6\cdot10^2$	$8\cdot10^2$	10^3	$1{,}5\cdot10^3$	$2\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	$8\cdot10^3$	10^4
	$\mathrm{Re}_{1г}^{0{,}375}$									
	9,5	11,0	12,3	13,3	15,5	17,3	22,4	26,1	29,1	31,6
1	0,33	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,14	0,12	0,11	0,11
2	0,46	0,40	0,35	0,33	0,28	0,25	0,20	0,17	0,15	0,14
3	0,60	0,52	0,46	0,43	0,37	0,33	0,25	0,22	0,19	0,18
4	0,70	0,61	0,54	0,50	0,43	0,39	0,30	0,25	0,22	0,21
5	0,90	0,78	0,69	0,64	0,55	0,49	0,38	0,32	0,28	0,26

Справочник по гидравлике

Фильтрующие ткани (по Адамову)	Диаграмма 1.8.6–15



$\Delta p \approx 9{,}81 A_0 q^m$ при $q > 0{,}6 \cdot 10^3$ м³/(м²·ч)

Ткань	m	$A_0 \cdot 10^4$
1. Миткаль (без ворса)	1,347	2,0
2. Молескин (без ворса)	1,155	48
3. Хлопчатобумажная байка (средний ворс с двух сторон)	1,097	87

Значения Δp (числитель в кгс/м², знаменатель в Па)

Ткань	q [числитель в м³/(м²·ч), знаменатель в м³/(м²·с)]							
	600 / 0,167	800 / 0,222	1000 / 0,28	2000 / 0,556	3000 / 0,833	4000 / 1,11	5000 / 1,39	6000 / 1,67
1. Миткаль	1,40 / 13,7	1,80 / 17,7	2,30 / 22,6	5,20 / 51,0	8,70 / 85,3	12,6 / 124	17,0 / 167	21,0 / 206
2. Молескин	9,00 / 88,3	10,9 / 107	13,8 / 135	29,5 / 289	46,0 / 451	66,0 / 647	83,0 / 814	105 / 1030
3. Хлопчатобумажная ткань	10,9 / 107	13,9 / 136	17,0 / 167	35,0 / 343	53,0 / 520	73,0 / 716	93,0 / 912	115 / 1128

Ткань	q [числитель в м³/(м²·ч), знаменатель в м³/(м²·с)]						
	7000 / 1,94	8000 / 2,22	9000 / 2,50	10000 / 2,78	20000 / 5,56	30000 / 8,33	40000 / 11,1
1. Миткаль	27,0 / 265	32,0 / 314	39,0 / 383	45,0 / 442	126 / 1236	229 / 2250	369 / 3620
2. Молескин	129 / 1270	145 / 1420	167 / 1640	195 / 1910	457 / 4480	759 / 7450	1080 / 10600
3. Хлопчатобумажная байка	138 / 1355	160 / 1570	182 / 1785	209 / 2050	479 / 4700	767 / 7525	1110 / 11900

1.8.7. Сопротивление при течении через трубопроводную арматуру и лабиринты (коэффициенты сопротивления клапанов, задвижек, затворов, лабиринтов, компенсаторов)

1.8.7.1. Пояснения и практические рекомендации

1. Коэффициент сопротивления запорных и регулирующих устройств зависит от их конструкции, определяющих прямолинейность потока, постоянство сечения и т. д. Качество выполнения внутренней полости также оказывает влияние на коэффициент сопротивления такого устройства.

2. Длина некоторых типов клапанов и задвижек не меняется пропорционально размеру их проходного сечения. Поэтому при изменении диаметра этого сечения не сохраняется полное геометрическое подобие. Кроме того, относительная шероховатость отливки корпуса тем больше, чем меньше ее размер. Вследствие этого сопротивление некоторых клапанов и задвижек меняется с изменением диаметра прохода. При этом для клапанов больших размеров коэффициент сопротивления ζ растет с увеличением диаметра прохода, а для малых размеров ζ растет с уменьшением диаметра.

3. Сопротивление задвижек по своей природе аналогично сопротивлению диафрагм, в которых после внезапного сжатия происходит внезапное расширение потока (рис. 1.180*а*). Более сложная картина потока наблюдается в дисковом затворе и клапанах различных конструкций (рис. 1.180*б, в* и *г*). Помимо внезапных сужений и расширений наблюдаются сложные повороты потока. Это связано как с местными по-

Справочник по гидравлике

вышениями скоростей, так и отрывами потока, а следовательно, с вихреобразованиями, что вызывает большое сопротивление этих элементов.

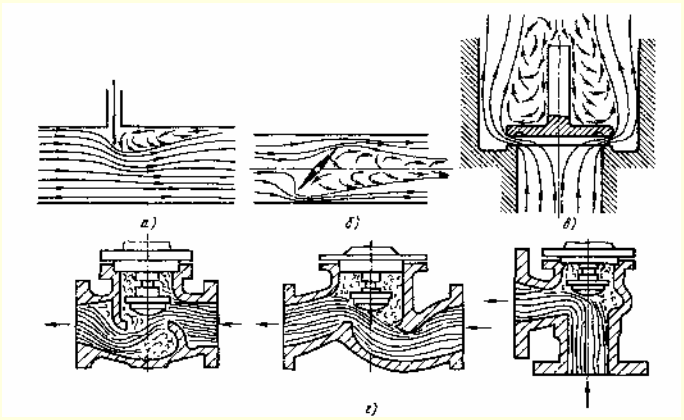


Рис. 1.180. Схема потока в запорных и регулирующих устройствах: *а* – задвижка; *б* – дисковый затвор; *в* – тарельчатый клапан; *г* – запорные и регулирующие клапаны

Сопротивление каждого типа запорного устройства зависит от положения закрывающего органа.

4. Коэффициенты сопротивления открытых задвижек различных размеров и разных конструкций различны по величине. В основном это различие обусловливается относительными размерами выемки (расширения) в корпусе задвижки под затвором. Чем меньше диаметр задвижки, тем больше относительные размеры выемки. Поэтому коэффициенты сопротивления открытых задвижек одного и того же типа конструкции тем меньше, чем больше диаметр задвижки.

5. При одностороннем расположении регулирующего органа задвижки нарушается симметрия потока. Вследствие этого значительно увеличиваются пульсации давления и вибрации трубопровода. С этой точки зрения прямоугольная задвижка с двусторонними регулирующими органами и синхронным их передвижением более благоприятна [746, 747].

6. Для уменьшения габаритов задвижки, а также сил и моментов, необходимых для управления ей, создается сужение сечения прохода в корпусе задвижки. Сужение обычно делается симметричным, однако при одностороннем направлении движения жидкости оно может выполняться и несимметричным [171]. Сужение прохода увеличивает коэффициент сопротивления задвижки.

7. Применяемые в системах водоснабжения, на напорных трубопроводах гидроэлектростанций, в газо- и нефтепроводах и других сооружениях и установках задвижки и различные затворы могут работать как в сети, так и на выходе из сети (концевые). В первом случае их устанавливают или в прямой трубе, или в конфузорно-диффузорном, или в конфузорном переходах (см. соответствующие схемы на диаграммах 1.8.7–5, 1.8.7–7 – 1.8.7–13 и 1.8.7–20). Приводимые на указанных диаграммах значения ζ не учитывают дополнительные потери скоростного давления на выходе и соответственно потери в переходах [746, 747].

Суммарный коэффициент сопротивления концевых задвижек и затворов и соответственно задвижек и затворов, установленных в переходных участках, определяется как $\zeta_{п} = \zeta + 1$ и соответственно $\zeta_{сум} = \zeta + \zeta_{пер}$, где ζ – коэффициенты для концевых задвижек и затворов; $\zeta_{пер}$ определяется, как ζ конфузорно-диффузорных и других переходов, по диаграммам 1.8.3–25 и 1.8.3–26.

8. В запорных устройствах существуют такие же три характерные области режима течения (рис. 1.181), как и в диафрагмах (см. 1.8.2.1. пп. 32, 33): ламинарного, переходного и турбулентного (квадратичного) режимов [20, 30, 31].

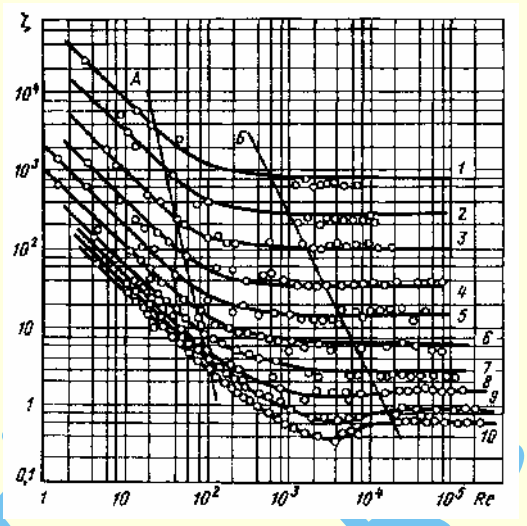


Рис. 1.181. Зависимость $\zeta = f(\mathrm{Re})$ для дискового затвора ($\alpha = 90° - \delta$) [30]:
1 – $\alpha = 9°$; *2* – $\alpha = 18°$; *3* – $\alpha = 27°$; *4* – $\alpha = 36°$; *5* – $\alpha = 45°$; *6* – $\alpha = 54°$; *7* – $\alpha = 63°$; *8* – $\alpha = 72°$; *9* – $\alpha = 81°$; *10* – $\alpha = 90°$; слева от линии *А* – ламинарная область; между линиями *А* и *Б* – переходная область; справа от линии *Б* – турбулентная область

Для таких устройств также действительна формула:

$$\zeta = \frac{A}{\mathrm{Re}} + \zeta_{кв},$$

характеризующая закон сопротивления для широкого диапазона чисел Рейнольдса (где $\zeta_{кв}$ – коэффициент сопротивления в квадратичной области; *А* – коэффициент, зависящий от вида запорного устройства).

9. Для регулирующего клапана (при D_0 = 0,05 м) Э. С. Арзуманов и Р. Е. Везирян [30, 31] рекомендуют следующие формулы расчета коэффициента сопротивления:

1) для углового односедельного клапана при $1{,}7 \le \frac{h}{D_г} \le 30$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_h^2/2} = \frac{\frac{4{,}1h}{D_г} + 23}{\mathrm{Re}_h} + \left(1 - \frac{F_h}{F_0}\right)^2 + 0{,}18\ ^{[1]};$$

при полном открытии клапана $\left(\frac{h}{D_г} \le 1{,}7\right)$

$$\zeta \equiv \frac{30}{\mathrm{Re}_h} + \left(1 - \frac{F_h}{F_0}\right)^2 + 0{,}18;$$

2) для двухседельного клапана при $4{,}0 < \frac{h}{D_г} \le 6{,}0$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_h^2/2} = \frac{\frac{0{,}5h}{D_г} + 27}{\mathrm{Re}_h} + \left(1 - \frac{F_h}{F_0}\right)^2 + 4{,}7\left(\frac{F_h}{F_0}\right)^2;$$

при полном открытии клапана

[1] Величины с индексом *h* при *w*, Re, *F* и П относятся к проходному сечению клапана.

Справочник гидравлика

$$\zeta \equiv \frac{30}{\mathrm{Re}_h} + \left(1 - \frac{F_h}{F_0}\right)^2 + 4{,}7\left(1 - \frac{F_h}{F_0}\right)^2,$$

где

$$\mathrm{Re}_h = \frac{w_h R_г}{\nu} = \frac{w_h D_г}{4\nu};\ D_г = \frac{4F_h}{\Pi_h}.$$

10. Относительная глубина погружения плунжера $\frac{h}{D_г}$ (глубина канала в дроссельном устройстве – см. диаграмму 1.8.7–21) для различных типоразмеров клапанов различна и зависит от степени открытия регулирующего клапана $\bar{H} = \frac{H}{H_{\max}}$, где H и $H_{\max}$ соответственно текущее и максимальное значение хода плунжера [30].

Величина h принимается равной высоте седла $h_с$ для случая, когда профилированная часть плунжера при полном открытии клапана (H = 1,0) выходит полностью из седла, или при промежуточных открытиях, когда профилированная часть плунжера располагается у верхней кромки седла.

11. Наиболее совершенную конструкцию запорного органа применительно к величине гидравлического сопротивления имеет прямоточный клапан. Коэффициент сопротивления такого клапана в зависимости от степени подъема регулирующего органа $\frac{h}{D_0}$ при Re = $\frac{w_0 D_г}{\nu} \geq 3\cdot10^5$ может быть определен по формулам Г. А. Мурина [457]:

при D_0 = 38 мм

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}28 + \frac{0{,}084}{(h/D_0)^2};$$

при D_0 = 200 мм

$$\zeta \equiv \frac{0{,}51}{(h/D_0)^2};$$

при полном открытии клапана при D_0 = 25÷200 мм

$$\zeta = \frac{5{,}2}{D_0^{0{,}5}}.$$

12. Коэффициент сопротивления дискового затвора в трубе круглого сечения может быть вычислен для всего диапазона чисел Рейнольдса по формулам [30, 31]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{A}{\mathrm{Re}} + \left(1 - \frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\zeta_{кв}, \qquad (1.297)$$

где

$$A = 120\cdot\frac{1 + 0{,}5\bar{D}_д\left(1 + \sin\delta\right)}{\left(1 - \bar{D}_д^2\sin\delta\right)^2}; \qquad (1.298)$$

δ – угол открытия клапана, °; $\bar{D}_д = \frac{D_д}{D_0}$; $D_д$ – диаметр диска, м; Re = $\frac{w_0 D_г}{\nu}$; при Re ≤ 50 величина $\left(1 - \frac{50}{\mathrm{Re}}\right)$ принимается равной нулю.

При δ > 20°

$$\zeta_{кв} = \left(\frac{1{,}56}{1 - \bar{D}_д\sin\delta} - 1\right)^2. \qquad (1.299)$$

13. При изменении δ от 0 до 30° на коэффициент сопротивления дискового затвора влияют его форма и размеры (относительная толщина $\frac{b}{D_0}$, состояние его кромок и т. п.). В этих пределах действительные значения ζ получаются больше, чем по (1.299). В указанных пределах δ нарушается также стабильность характеристик приводов затвора. Поэтому рабочий диапазон применения дисковых затворов, используемых в схемах автоматического регулирования, рекомендуется ограничивать пределами изменения δ от 30 до 90°, при которых пропускная способность практически не зависит от конструктивных особенностей затвора.

14. Для определения коэффициента сопротивления дисковых затворов в прямоугольной трубе при малых числах Рейнольдса можно также пользоваться (1.297), принимая с определенной точностью значения A по (1.298) для круглого поперечного сечения.

15. Коэффициент сопротивления клапанов некоторых типов можно определить по формулам, предложенным Бахом [760]:

а) для тарельчатого клапана без нижнего направления при $0{,}1 < \frac{h}{D_0} < 0{,}25$ и $0{,}1 < \frac{b_τ}{D_0} < 0{,}25$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}15 + 4\frac{b_τ}{D_0} + \frac{0{,}155}{(h/D_0)^2},$$

где $b_τ$ – ширина закраинки тарелки, м;

б) для тарельчатого клапана с нижним направлением при $0{,}125 < \frac{h}{D_0} < 0{,}25$ и $0{,}1 < \frac{b_τ}{D_0} < 0{,}25$

$$\zeta = (0{,}8 \div 1{,}6)\left(0{,}15 + 4\frac{b_τ}{D_0}\right) + \frac{1{,}73}{(h/D_0)^2 - (\pi - iS_л/D_0)^2},$$

где $S_л$ – ширина лапки направляющей (см. диаграмму 1.8.7–24); i – число направляющих ребер;

в) для конусного клапана с плоской нижней поверхностью при $0{,}1 < \frac{h}{D_0} < 0{,}25$ и $\frac{b_τ}{D_0} = 0{,}1$

$$\zeta = 2{,}6 - \frac{0{,}8}{(h/D_0)} + \frac{0{,}14}{(h/D_0)^2};$$

г) для конусного клапана с конусообразной опорной поверхностью при $0{,}125 < \frac{h}{D_0} < 0{,}4$

$$\zeta = 0{,}6 + \frac{0{,}15}{(h/D_0)^2};$$

д) для шарового клапана с шаровой опорной поверхностью при $0{,}1 < \frac{h}{D_0} < 0{,}25$

$$\zeta = 2{,}7 - \frac{0{,}8}{h/D_0} + \frac{0{,}14}{(h/D_0)^2};$$

16. В некоторых случаях, например в рукавных фильтрах с обратной продувкой (ФРО), газовый поток из общего раздающего коллектора (подводящего участка, см. диаграмму 1.8.7–27) поступает на фильтрацию в секции. Очищенный газ из секций через выпускные клапаны тарельчатого типа направляется в собирающий коллектор (выпускной канал) и выводится из аппарата. При необходимости регенерации

Справочник по гидравлике

какой-либо секции ее отсекают от основного потока с помощью выпускного клапана и соединяют с продувочным коллектором открытием продувочного клапана.

Значения коэффициентов сопротивления тарельчатого клапана в условиях его работы по указанным на диаграмме 1.8.7–27 схемам, полученным на основании экспериментальных исследований В. С. Корягина и др. [357], приведены на той же диаграмме.

17. Так как движение газа через запорные устройства сопровождается большими потерями давления, то значительно меняется и плотность газа. Это следует учитывать при определении сопротивления устройства по формуле [171]

$$\Delta p = \frac{k_{сж}\zeta \rho_{вх} w_{0вх}^2}{2},$$

где $w_{0вх}$ – средняя скорость потока перед запорным устройством при давлении p_0, м/с;

$\rho_{вх}$ – плотность газа перед запорным устройством, кг/м^3;

$k_{сж}$ – поправка на сжимаемость газа, зависящая от отношения давления p_0 перед запорным устройством и давления p_1 за ним:

$$\frac{p}{p_0} = 1 - \frac{\Delta p}{p_0}.$$

Тогда поправки:

$k_{сж} \approx 1{,}0$ при $\frac{p_1}{p_0} > 0{,}9$ или $\Delta p < 0{,}1 p_0$;

$$k_{сж} = \frac{\Delta p}{p_0} \cdot \frac{k-1}{k\left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

при $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{крит} < \frac{p_1}{p_0} < 0{,}9$ или $1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{крит} > \frac{\Delta p}{p_0} > 0{,}1$ или приближенно [35]

$$k_{сж} = \frac{1}{(1 - 0{,}46\Delta p / p_0)^2},$$

где $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{крит}$ – критическое отношение давлений за запорным устройством и перед ним, при котором скорость потока в узком сечении становится равной местной скорости звука; для воздуха и двухатомного газа $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{крит} = 0{,}53$ и $1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)_{крит} = 0{,}47$.

Подсчет Δp, $\frac{p_1}{p_0}$ и $k_{сж}$ проводится методом последовательного приближения.

18. Коэффициент сопротивления конусного клапана, устанавливаемого на водосбросных трубах, не зависит от горизонта нижнего бьефа $h_б$ (рис. 1.182*а*), т. е. он одинаков как при истечении в окружающую среду, так и при истечении под уровень [534]. При установке конусного клапана в специальной камере, обеспечивающей надежное гашение кинетической энергии потока в нижнем бьефе (рис. 1.182*б*), коэффициент сопротивления клапана несколько меняется (см. диаграмму 1.8.7–9).

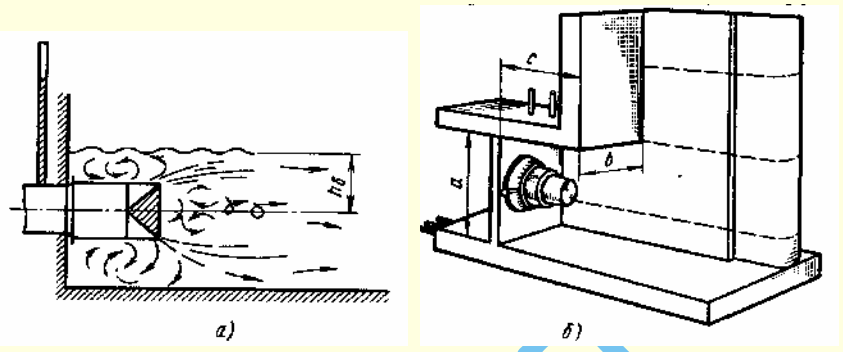


Рис. 1.182. Конусный клапан водосбросной трубы: *а* – схема потока; *б* – клапан

19. Суммарный коэффициент сопротивления запорной арматуры, помещенной одна за другой или за фасонными частями, получается меньше, чем сумма единичных коэффициентов сопротивления этих элементов, получаемых при их изолированной работе (при отсутствии их взаимного влияния).

Степень взаимного влияния фасонных частей зависит от относительного расстояния $\frac{l_к}{D_0}$ между ними. Чем больше $\frac{l_к}{D_0}$, тем меньше влияние этого параметра. Практически это влияние исчезает при $\frac{l_к}{D_0} = 30 \div 40$.

20. Взаимное влияние запорной арматуры (устройства) при полном их открытии можно учесть по формулам [552]:

при $Re < 160$

$$\zeta_{1+2} = \frac{31{,}2}{Re^{0{,}785}}(\zeta_{1кв} + \zeta_{2кв})(2 - \beta);$$

при $160 \le Re \le 500$

$$\zeta_{1+2} = \frac{1{,}31}{Re^{0{,}159}}(\zeta_{1кв} + \zeta_{2кв})(2 - \beta);$$

в квадратичной области при $Re > 500$

$$\zeta_{1+2} = 0{,}5(\zeta_{1кв} + \zeta_{2кв})(2 - \beta),$$

где ζ_{1+2} – суммарный коэффициент сопротивления пары запорных устройств при их взаимном влиянии; $\zeta_{1кв}$ и $\zeta_{2кв}$ – единичные коэффициенты сопротивления запорных устройств, составляющих пару, в квадратичной области сопротивления ($Re > 500$); β – коэффициент, зависящий от относительного расстояния между запорными устройствами.

Коэффициент β для прямоточной запорной арматуры

$$\beta = 22{,}2 \cdot 10^{-5}\left(\frac{l_к}{D_0}\right)^2 - 26{,}7 \cdot 10^{-3}\frac{l_к}{D_0} + 0{,}8;$$

для остальных типов запорных устройств

$$\beta = 4{,}17 \cdot 10^{-5}\left(\frac{l_к}{D_0}\right)^2 - 5 \cdot 10^{-3}\frac{l_к}{D_0} + 0{,}15.$$

21. В лабиринтном уплотнении с односторонним расположением промежуточных ножей на одном уровне поток

Справочник по гидравлике

перетекает прямолинейно. При входе в первый зазор (рис. 1.183*а*) поток сжимается так же, как в случае входа в прямой канал, заделанный заподлицо в стенку, или как при перетекании через отверстие в тонкой стенке. Входя в камеру лабиринта, струя расширяется, и благодаря турбулентному перемешиванию масса ее увеличивается за счет окружающей среды. В том случае, когда относительные размеры камеры (по отношению к зазору) достаточно велики, в конце камеры из струи выделяется ядро постоянной массы, которое, сжимаясь, поступает во второй зазор. Присоединенные массы окружающей среды, отделяясь в конце камеры от ядра потока и совершая циркуляционное движение в пространстве камеры, вновь подмешиваются к струе. Так как ядро постоянной массы перед входом во второй зазор обладает большой кинетической энергией, степень сжатия потока на входе будет меньшей, чем при входе в первый зазор.

22. Сопротивление ячейки лабиринта (см. рис. 1.183*б*) вызывается потерями на трение в зазоре и потерями энергии в ядре постоянной массы. Последние складываются из двух частей: разности запасов энергии ядра постоянной массы в начале и в конце ячейки и потерь на вход в следующий зазор.

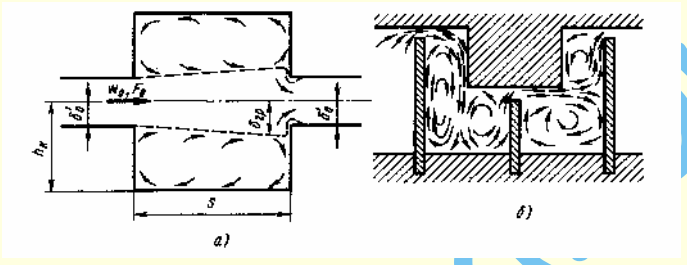


Рис. 1.183. Схема потока в лабиринтах:
а – ячейка простого лабиринта; *б* – лабиринт с криволинейным перетеканием потока

Если размеры камеры относительно малы, а именно так, что

$$\frac{h}{\delta_0'} < \frac{\delta_{гр}}{\delta'},$$

то струя, выходящая из зазора в камеру, заполняет все сечение. В этом случае сопротивление обусловливается потерями на трение в зазоре, потерями на удар при внезапном расширении и потерями на вход в следующий зазор [где δ_0' – половина ширины зазора лабиринта с двойным углублением или ширина струи лабиринта с односторонним углублением; $\delta_{гр}$ – половина ширины свободной струи в конце камеры (или соответственно ширина струи), м; $h_к$ – высота камеры ячейки лабиринта].

По данным Г. Н. Абрамовича [4],

$$\frac{\delta_{гр}}{\delta_0'} = \frac{2,4a_{стр}S}{\delta_0'} + 1,$$

где S – длина свободной струи (длина камеры ячейки лабиринта), м; $a_{стр}$ – коэффициент структуры (турбулентности) потока, принимаемый в данном случае равным 0,1.

23. В лабиринтных уплотнениях с выступами или со ступенчатым расположением ножей струя при больших (по сравнению с зазором) размерах камер между ножами после сжатия в зазоре направляется к выступу лабиринта (рис. 1.183*б*). Здесь она отклоняется на 90° и течет прямо до нижней стенки камеры. Далее, огибая камеру, струя течет вдоль второго канала, направляясь ко второму зазору. В камере лабиринта неподвижные массы окружающего пространства увлекаются протекающей струей, вследствие чего возникает движение этих масс, и при этом образуются вихревые области. Наличие выступов между ножами лабиринта удлиняет путь свободной струи, что еще более способствует полному ее затуханию. Лабиринты с непрямолинейным движением потока более эффективны, так как длина пути струи в них и, соответственно, сопротивление получаются значительно бóльшими, чем в лабиринтах с прямолинейным перетеканием потока.

24. Коэффициент сопротивления лабиринтов с продолговатым зазором вычисляется по формулам [251, 260]:

при $\frac{h_к}{\delta_0'} < \frac{\delta_{гр}}{\delta_0'}$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 + \zeta' + n_л\left(a_0 + \zeta' b_1 + \zeta_{тр}\right),$$

где a_0, b_1 – коэффициенты, зависящие от относительной длины ячейки лабиринта (см. диаграмму 1.8.7–28); $\zeta_{тр} = \frac{\lambda l}{\delta_0'}$ – коэффициент сопротивления трения зазора; λ – см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; ζ' – коэффициент, учитывающий влияние формы входной кромки зазора (определяется по диаграммам 1.8.1–4 и 1.8.1–7 в зависимости от степени закругления или среза кромки входа);

при $\frac{h_к}{\delta_0'} < \frac{\delta_{гр}}{\delta_0'}$

$$\zeta = 1 + \zeta' + n_л\left(a_2 + \zeta' b_2 + \zeta_{тр}\right),$$

где

$$a_2 = \left(1 - \frac{F_0}{F_к}\right)^2,\ b_2 = 1 - \frac{F_0}{F_к}.$$

25. Структура потока в сложных фасонных частях труб и каналов, в которых на близком расстоянии один за другим расположены резкие повороты, внезапные расширения и сужения, обходы и т.п., также вход и выход в неограниченное пространство (см. диаграммы 1.8.7–29 – 1.8.7–32), во многом аналогична структуре его в изогнутых каналах, диафрагмах и лабиринтных уплотнениях с большими зазорами.

При оценке сопротивления таких сложных фасонных частей необходимо учитывать взаимное влияние отдельных элементов этой фасонной части, значительно повышающее общее сопротивление по сравнению с простой суммой сопротивлений ее отдельных элементов. Это сопротивление увеличивается во многих случаях в 3 – 5 раз и более.

26. Если сложная фасонная часть служит в качестве лабиринтного уплотнения, сопротивление является полезным, так как с увеличением сопротивления увеличивается эффективность ее работы (уменьшается проход воздуха через него). В прочих случаях, например, когда усложнение фасонной части диктуется ограниченностью габаритов установки, сопротивление является вредным, и его следует уменьшить. Потери в таких фасонных частях могут быть значительно снижены расширением отдельных ее поперечных сечений. Эффективно уменьшают сопротивление направляющие лопатки, установленные на поворотах под острыми углами (см. 1.8.4.1). Такое мероприятие не требует изменения размеров фасонной части. Сопротивление заметно снижается также при закруглении поворотов.

Для препятствий неправильных форм, устанавливаемых в потоке, полезно применять обтекатели.

Справочник по гидравлике.

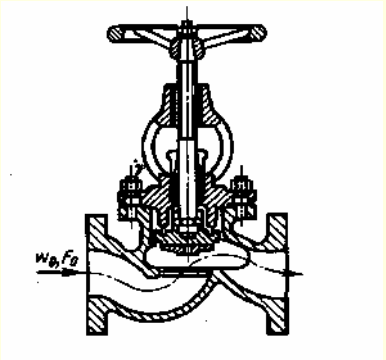
1.8.7.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Клапаны и задвижки при полном открытии в сети: $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[552, 746, 766]**	**Диаграмма 1.8.7–1**

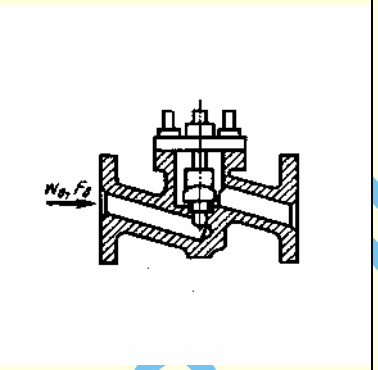
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

$\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu}$

Клапан типа «Рэй», $\zeta = 3{,}4$

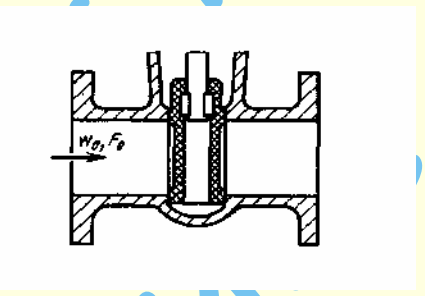


Клапан штампованный. $\zeta = 7{,}8$

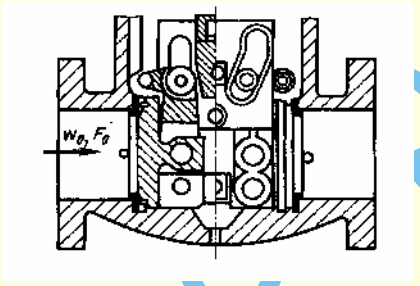


$\mathrm{Re} > 10^4$

Задвижка клинкетная, $\zeta = 0{,}2$

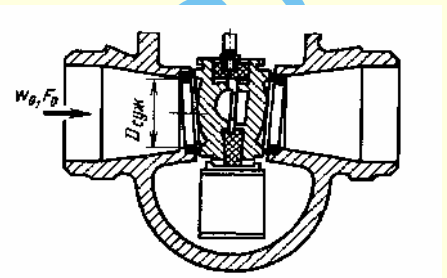


Задвижка с рычажным затвором, $\zeta = 0{,}75$



$\mathrm{Re} > 10^4$

Задвижка с распорным грибком и выдвижной трубой,



$\frac{D_0}{D_{суж}}$	1,0	1,2	1,4	1,8
ζ	0,1	0,3	0,7	2,2

При $\mathrm{Re} < 10^4$ для всех клапанов

$$\zeta_{\mathrm{Re}} \equiv \frac{530(\zeta)^{1,25}}{\mathrm{Re}}$$ [1]

При двух последовательно установленных клапанах (задвижках) суммарный коэффициент сопротивления [552]

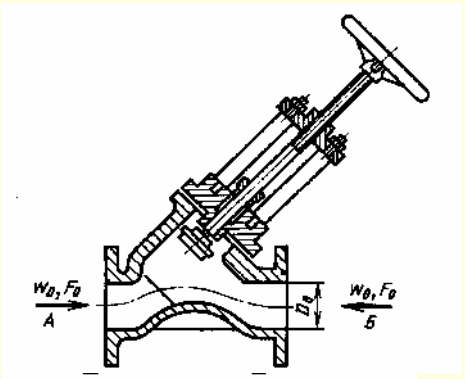
$$\zeta_{1+2} = 0{,}5(\zeta_1 + \zeta_2)(2 - \beta),$$

где ζ_1 – см. ζ первого запорного устройства; ζ_2 – см. ζ второго запорного устройства;

$\beta = 4{,}2 \cdot 10^{-5} \left(\frac{l}{D_0}\right)^2 - 5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{l}{D_0}\right)^2 + 0{,}15$ (l – расстояние между двумя запорными устройствами).

[1] См. сноску на диаграмме 1.8.1–1.

Клапан «Косва» при полном открытии [1]; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geq 10^4$ [739, 760]	**Диаграмма 1.8.7–2**



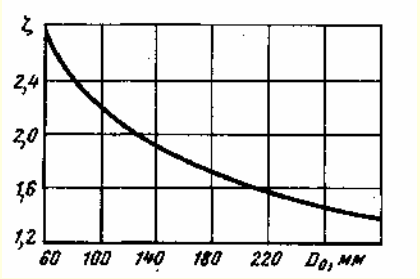
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(D_0\right)$$

С суженным на 30% сечением седла (по стрелке *А)*

D_0, мм	60	80	100	150	200	250	300	350
ζ	2,70	2,40	2,20	1,86	1,65	1,50	1,40	1,30

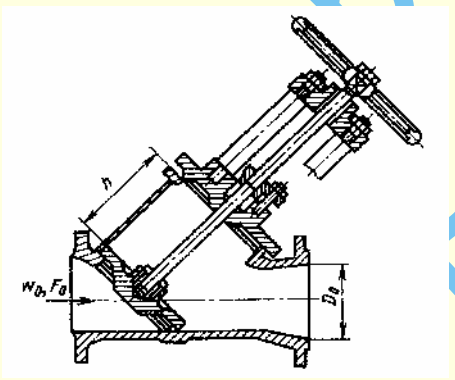
С полным сечением седла

D_0		ζ (течение по стрелке *А)*	ζ (течение по стрелке *Б)*
мм	в дюймах		
25	1	1,80	1,70
32	1¼	2,00	1,90
40	1½	1,70	1,60



[1] Для двух последовательно установленных клапанов ζ см. диаграмму 1.8.7–1.

Клапан прямоточного типа[1] [457]	**Диаграмма 1.8.7–3**



1. $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\geq 3\cdot 10^5$

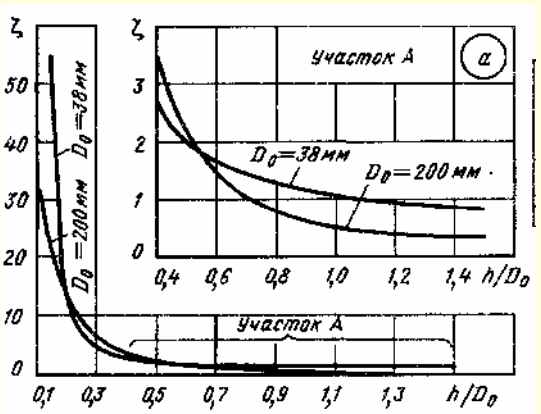
Неполное открытие:

а) D_0 = 38 мм и $0{,}2<\frac{h}{D_0}<0{,}8$ $\quad \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}28+\frac{0{,}084}{\left(\frac{h}{D_0}\right)^2}$ см. график *а;*

б) D_0 = 200 мм и $0{,}2<\frac{h}{D_0}<1{,}0$ $\quad \zeta \approx \frac{0{,}51}{\left(\frac{h}{D_0}\right)^2}$ см. график *а.*

Полное открытие для диаметров D_0 = 25÷250 мм: $\quad \zeta \approx \frac{5{,}2}{\sqrt{D_0}}$ см. график *б.*

2. $\mathrm{Re} < 3\cdot 10^5$ $\quad \zeta_{\mathrm{Re}} = k_{\mathrm{Re}}\zeta$, где k_{Re} см. график *в*



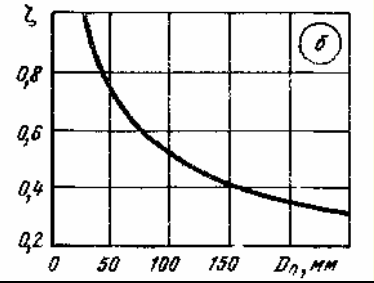
Значения ζ

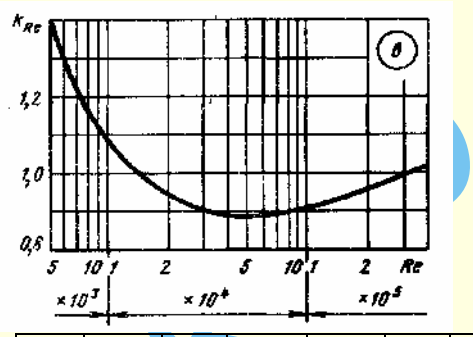
D_0, мм	$\frac{h}{D_0}$									
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4
38	12,0	4,40	2,60	2,00	1,70	1,50	1,3	1,11	0,95	0,85
200	13,0	5,80	3,20	2,00	1,40	1,00	0,80	0,50	0,40	0,36

Справочник по гидравлике

Продолжение

Клапан прямоточного типа[1] [457]	**Диаграмма 1.8.7–3**



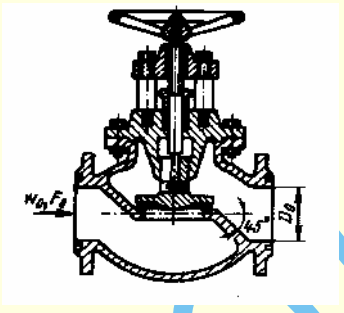


D_0, мм	25	38	50	65	75	100	125	150	200	250
ζ	1,04	0,85	0,73	0,65	0,60	0,50	0,46	0,42	0,36	0,32

Re	$5\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$5\cdot10^4$	10^5	$2\cdot10^5$	$3\cdot10^5$
k_{Re}	1,40	1,07	0,94	0,88	0,91	0,96	1,0

[1] Для двух последовательно установленных клапанов ζ см. диаграмму 1.8.7–1.

Клапан (стандартный) с делительными стенками при полном открытии [1]; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}\ge 10^4$ [739, 760]	**Диаграмма 1.8.7–4**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(D_0\right)$$ см. таблицу или по формуле*

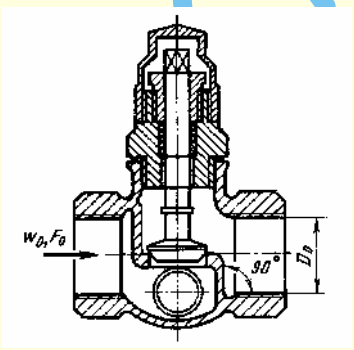
$$\zeta \equiv \sum_{i=0}^{n_1} a_i D_0,$$

при $D_0 < 0{,}08$ м

$a_0 = 17{,}73064$; $a_1 = -685{,}2598$; $a_2 = 11634{,}4$; $a_3 = -65\,479{,}38$; $n_1 = 3$;

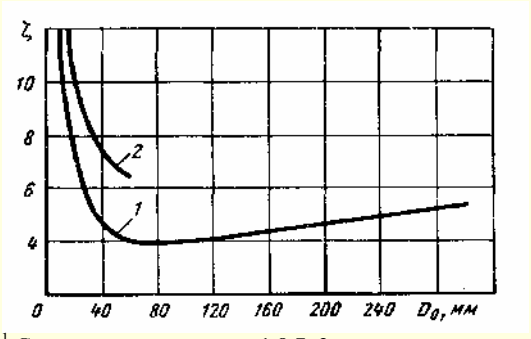
при $D_0 \ge 0{,}08$ м

$a_0 = 3{,}277272$; $a_1 = 8{,}66666$; $a_2 = -6{,}060605$; $n_1 = 2$



1. Делительные стенки под углом 45° (кривая *1*)

D_0, мм	13	20	40	80	100	150	200	250	300	350
ζ	10,8	8,00	4,90	4,00	4,10	4,40	4,70	5,10	5,40	5,50



2. Делительные стенки вертикальные (кривая *2*)

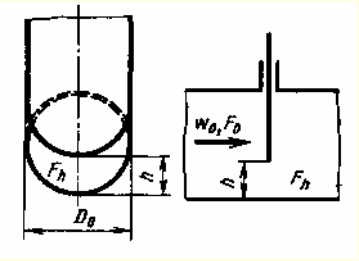
D_0, мм	13	20	25	30	40	50
ζ	15,9	10,5	9,30	8,60	7,60	6,90

[1] См. сноску к диаграмме 1.8.7–3.

* См. сноску к диаграмме 1.8.1–1.

Справочник по гидравлике

Задвижка в прямой трубе (без выемки для клапана); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[251, 252, 367, 746]**	**Диаграмма 1.8.7–5**



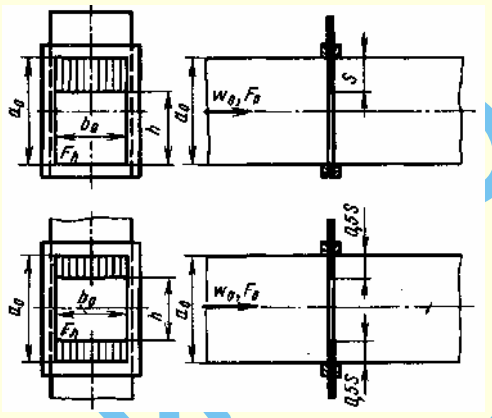
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

Круглое сечение

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые $\zeta = f\left(\frac{h}{D_0}\right.$ или $\left.\frac{h}{a_0}\right)$ или по формуле:

$$\zeta \equiv \exp\left[2{,}3\sum_{i=0}^{6} a_i \left(\frac{h}{D_0}\right)^i\right],$$ где a_i – см. ниже.

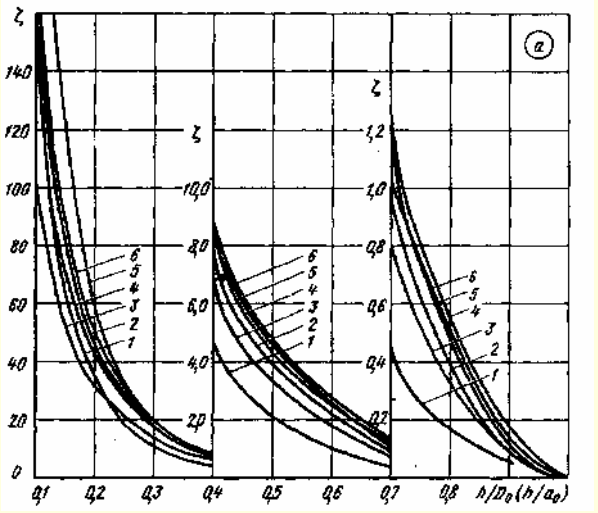
При $0{,}2 \le \frac{h}{D_0} < 0{,}9$; a_0 = 7,661175; a_1 = –72,63827; a_2 = 345,7625; a_3 = –897,8331; a_4 = 1275,939; a_5 = –938,8331; a_6 = 278,8193. При $\frac{h}{D_0} \ge 0{,}9$; $\zeta = 0{,}6 - 0{,}6\frac{h}{D_0}$



Прямоугольное сечение

Значения ζ для односторонних задвижек (график *а*)

$\frac{a_0}{b_0}(a_0 \cdot b_0)$	$\frac{h}{D_0}\left(\frac{h}{a_0}\right)$									
	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	$\frac{F_h}{F_0}$ для круглого сечения									
	–	–	0,25	0,38	0,50	0,61	0,71	0,81	0,90	0,96
	Задвижка круглого сечения (D_0 = 25 мм)									
Кривая *1*	–	–	35,0	10,0	4,60	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06
	Задвижка прямоугольного сечения									
0,5 (25×50) Кривая *2*	193	–	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09
3,5 (150×300 мм) Кривая *3*	105	51,5	30,6	13,5	6,85	3,34	1,73	0,83	0,32	0,09
1,0 (150×150 мм) Кривая *4*	155	72,0	42,3	18,5	8,78	4,54	2,43	1,23	0,55	0,17
1,5 (225×150 мм) Кривая *5*	330	122	58,2	19,6	9,10	4,68	2,66	1,23	0,47	0,11
2,0 (300×150 мм) Кривая *6*	203	86,5	48,7	17,9	8,78	4,47	2,25	1,12	0,51	0,13



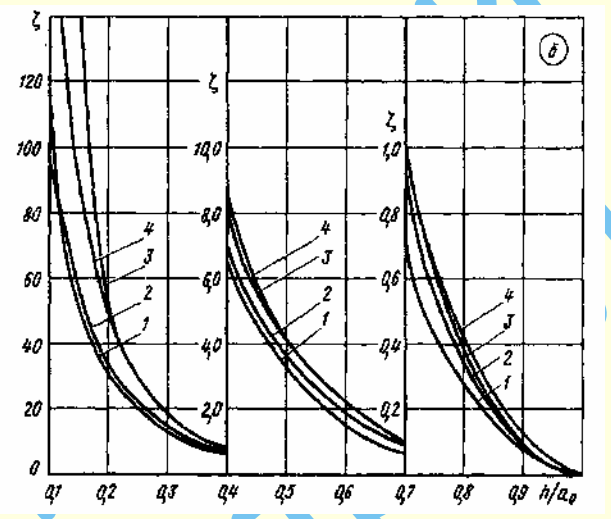
Справочник гидравлике

Продолжение

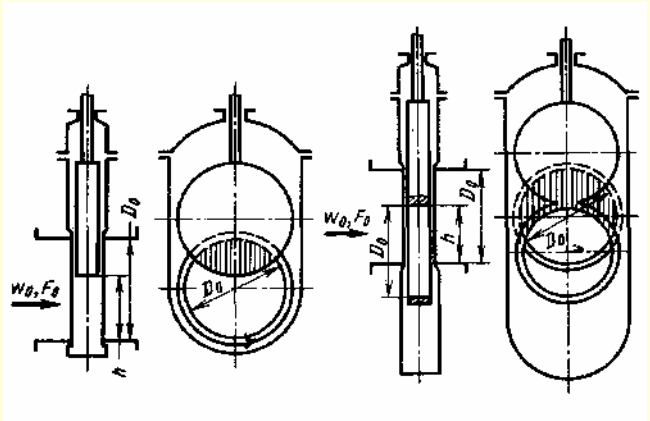
Задвижка в прямой трубе (без выемки для клапана); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[251, 252, 367, 746]**	**Диаграмма 1.8.7–5**

Значения ζ для двухсторонней задвижки прямоугольного сечения (график *б*)

$\frac{a_0}{b_0}$	$a_0 \cdot b_0$	$\frac{h}{a_0}$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
3,5	(150×300 мм) Кривая *1*	112	30,6	13,1	6,64	3,26	1,52	0,71	0,28	0,06
1,0	(150×150 мм) Кривая *2*	95,3	31,7	14,1	6,95	3,63	1,83	0,91	0,36	0,08
1,5	(225×150 мм) Кривая *3*	287	50,1	17,9	8,31	4,22	2,22	1,02	0,39	0,10
2,0	0 (300×150 мм) Кривая *4*	215	48,7	18,5	8,48	4,17	2,14	1,02	0,42	0,12



Задвижка (параллельная типа «Лудло» с выемкой для затвора) в прямой трубе круглого сечения; $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[746]**	**Диаграмма 1.8.7–6**



1. Задвижка в сети: $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ см. кривые $\zeta = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$

или по формуле $\zeta \equiv \exp\left[2{,}3\sum_{i=0}^{7} a_i \left(\frac{h}{D_0}\right)^i\right]$,

где при $0{,}1 \le \frac{h}{D_0} < 1$; $a_0 = 3{,}229274$; $a_1 = -7{,}258083$;

$a_2 = -44{,}79518$; $a_3 = 337{,}6749$; $a_4 = -967{,}6142$;

$a_5 = 1404{,}989$; $a_6 = -1022{,}797$; $a_7 = 295{,}2782$

2. Концевая задвижка (приближенно): $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta + 1$

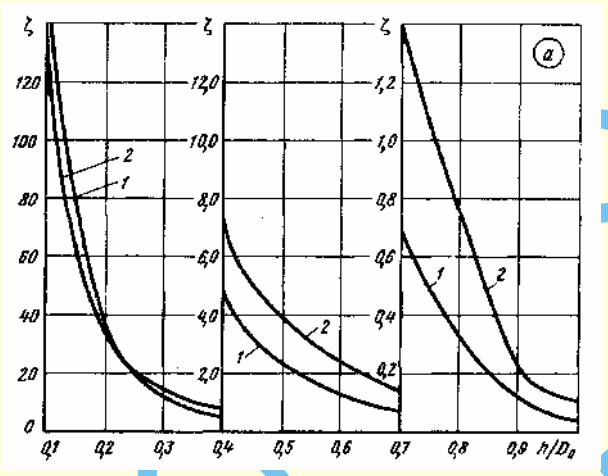
Продолжение

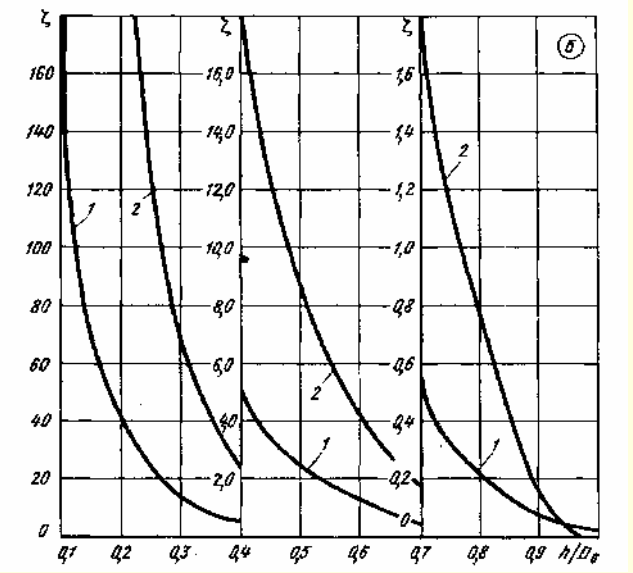
Задвижка (параллельная типа «Лудло» с выемкой для затвора) в прямой трубе круглого сечения; $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_г}{\nu} > 10^4$ **[746]**

Диаграмма 1.8.7–6

Значения ζ

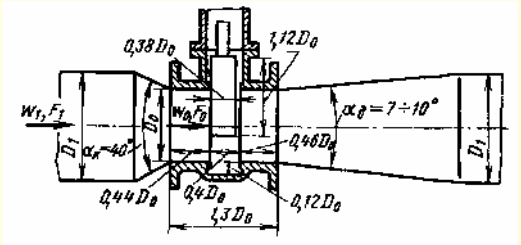
Положение задвижки	$\frac{h}{D_0}$										
	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
С выемкой для затвора (график *а*)											
В сети (за задвижкой прямая труба; кривая *1*)	200	77,0	33,0	11,0	4,70	2,35	1,23	0,67	0,31	0,11	0,05
Концевая (задвижка на выходе; кривая *2*)	200	64,0	36,0	14,2	7,10	3,85	2,30	1,40	0,75	0,21	0,11
С полым кольцом на затворе (график *б*)											
В сети (кривая *1*)	400	–	43,0	12,8	5,30	2,48	1,19	0,51	0,22	0,08	0,03
Концевая (кривая *2*)	3900	–	260	70,0	22,0	8,7	4,00	1,85	0,78	0,15	0





Задвижка (параллельная типа «Лудло» с выемкой для затвора) в конфузорно-диффузорном переходе круглого сечения; $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_0}{\nu} > 10^4$ **[251, 747]**

Диаграмма 1.8.7–7



1. **Несимметричный переход**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{h}{D_0}\right);$$

$$\zeta_{сум} = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{пер},$$

где $\zeta_{пер}$ – как ζ по диаграмме 1.8.3–25

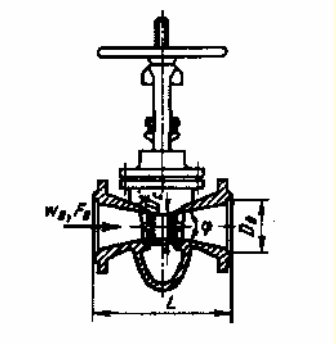
Значения ζ для несимметричного перехода [1]

$\frac{D_1}{D_0}$	$\frac{h}{D_0}$										
	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
1,25 (кривая *1*)	200	77,0	34,0	12,5	6,50	3,65	2,15	1,35	0,71	0,24	0,07
1,5 (кривая *2*)	200	77,0	33,0	12,5	6,10	3,15	1,85	1,10	0,58	0,18	0,06

[1] Значения ζ задвижки в конфузорно-диффузорном переходе не учитывают потери в этих переходах.

Продолжение

Задвижка (параллельная типа «Лудло» с выемкой для затвора) в конфузорно-диффузорном переходе круглого сечения; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[251, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–7**

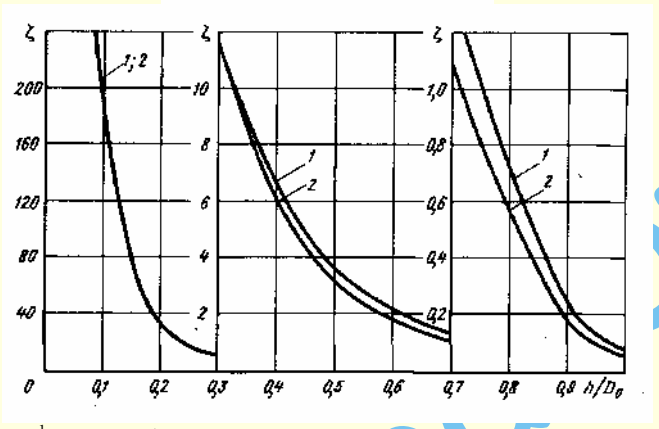


2. Симметричный переход[1]**.** Полное открытие

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$; где w_c – скорость в узком сечении затвора.

Для случая 1 [561] $\zeta = \frac{7\mathrm{tg}\left[1-\left(\frac{h}{D_0}\right)^2\right]^2}{(h/D_0)^4}$; (1)

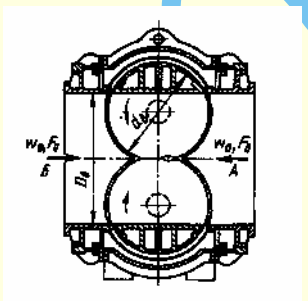
при $\mathrm{Re}<10^4$ [266] $\zeta_{\mathrm{Re}} = \frac{\zeta + 530\zeta^{1,25}}{\mathrm{Re}}$, где ζ по (1)



D_0, мм	300	300	200	250
$\frac{D_c}{D_0}$	0,67	0,67	0,75	0,80
$\frac{L}{D_0}$	2,50	1,68	1,33	1,50
1. ζ (без направляющей трубки)	0,30	0,36	0,19	0,16
2. ζ (с направляющей трубкой)	0,26	0,28	0,18	0,15

[1] Значения ζ задвижки с симметричным переходом учитывают потери сужения и последующего расширения сечения.

Затворы (вальцовые); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–8**



1. Затвор в сети

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. таблицу и кривые $\zeta = f(\delta)$.

2. Концевой затвор (приближенно)

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$

3. Затвор в переходном участке (приближенно)

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{\text{пер}}$,

где $\zeta_{\text{пер}}$ – как ζ по диаграммам 1.8.3–25 и 1.8.3–26

Значения ζ

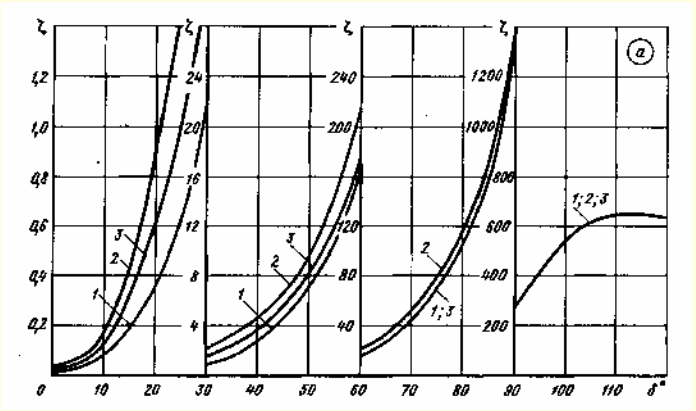
$\frac{D_1}{D_0}$	Место установки затвора	δ°											
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	115
1,0	В сети $(l_1^* > 0)$; кривая *1*	**Прямой поток (направление *А – Б*, график *а*)**											
		0,02	0,08	0,36	1,08	2,80	6,80	16,9	44,0	108	277	540	620
1,0	Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая *2*	0,03	0,17	0,90	2,13	4,70	9,50	21,6	49,0	112	277	540	620
1,25 – 1,5	В конфузорно-диффузорном переходе $(l_1^* > 0)$; кривая *3*	0,02	0,13	0,60	1,60	3,70	7,5	18,0	44,0	106	277	540	620
1,0	В сети $(l_1^* > 0)$; кривая *1*	**Обратный поток (направление *Б – А*, график *б*)**											
		0,01	0,19	0,70	1,70	3,8	7,70	15,8	35,0	81,0	191	549	820
1,0	Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая *2*	0,03	0,24	1,00	2,60	5,50	10,8	21,5	44,0	92,0	191	540	820

* l_1 см. схему диаграммы 1.8.7–20.

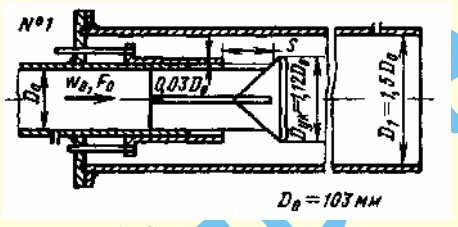
Справочник по гидравлике

Продолжение

Затворы (вальцовые); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–8**

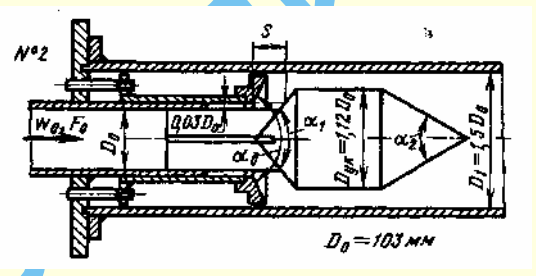


Клапаны (выпускные); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–9**



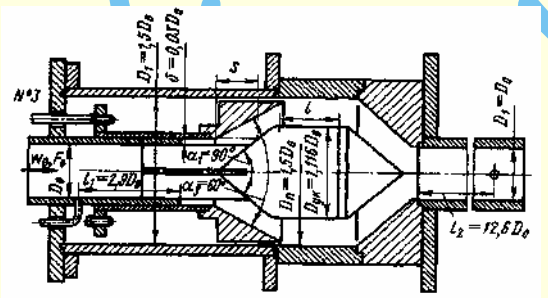
1. С упорным конусом

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривые $\zeta = f\left(\frac{s}{D_0}\right)$ графика *а*.



2. С обтекаемым упорным элементом

ζ см. кривые $\zeta = f\left(\frac{s}{D_0}\right)$ графика *б*.



3. Выпускная труба сужена на выходе при полном открытии

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 0{,}3$$

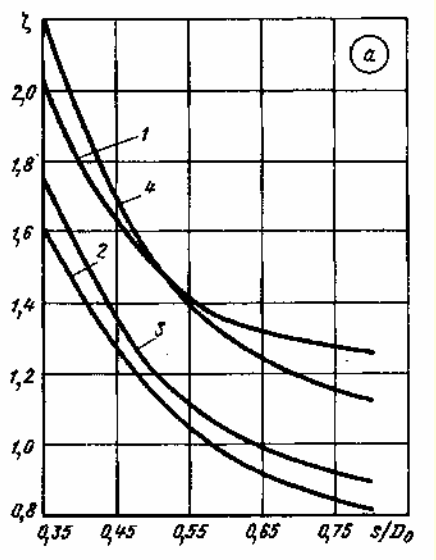
Значения ζ (схема 1, график *а*)

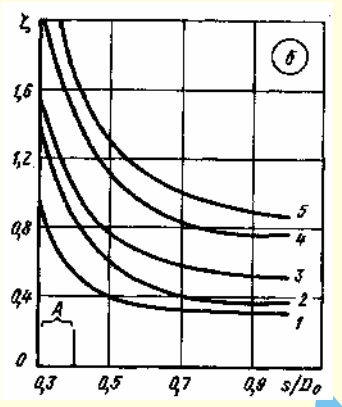
$\frac{D_1}{D_0}$	$\frac{s}{D_0}$				
	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
1,5 (кривая *1*)	1,80	1,50	1,35	1,30	1,26
1,75 – 2,0 (кривая *2*)	1,44	1,15	0,97	0,88	0,82
3,0 (кривая *3*)	1,58	1,20	1,05	0,95	0,90
∞ (кривая *4*)	1,82	1,50	1,30	1,19	1,12

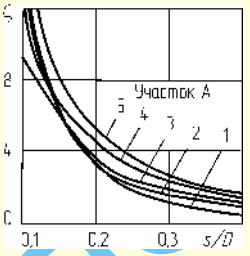
Значения ζ (схема 2, график *б*)

$\frac{D_1}{D_0}$	$\frac{s}{D_0}$						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
1,5 (кривая *7*)	13,0	3,10	1,04	0,51	0,39	0,33	0,32
1,75 (кривая *2*)	13,8	3,08	1,45	0,85	0,35	0,41	0,35
2,0 (кривая *3*)	9,42	3,50	1,50	1,01	0,76	0,58	0,51
2,5 (кривая *4*)	11,9	4,31	2,17	1,44	1,10	0,84	0,76
3,0 (кривая *5*)	16,0	4,92	2,51	1,66	1,28	1,00	0,86

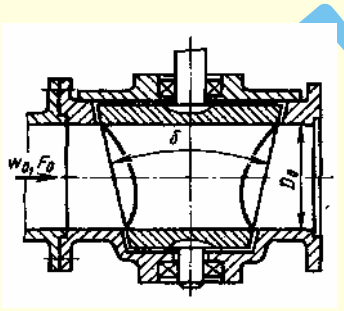
Клапаны (выпускные); $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–9**







Кран (поворотный конусный); $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–10**



1. Кран в сети: $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

см. кривую $\zeta = f(\delta)$.

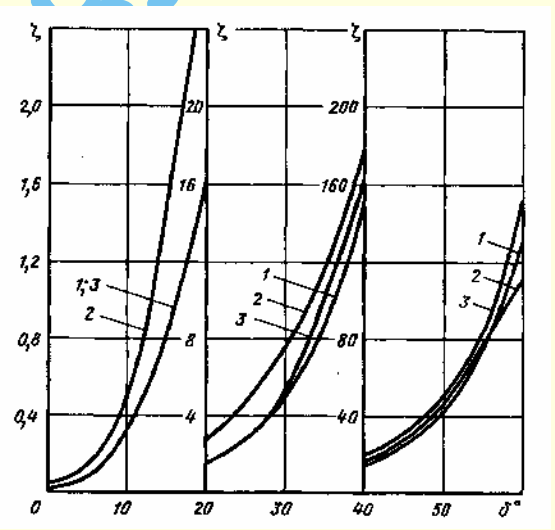
2. Концевой кран (приближенно):

$$\zeta_к \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1.$$

3. Кран в переходном участке (приближенно):

$$\zeta_{сум} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{пер},$$

где $\zeta_{пер}$ – как ζ по диаграммам 1.8.3–24 и 1.8.3–25

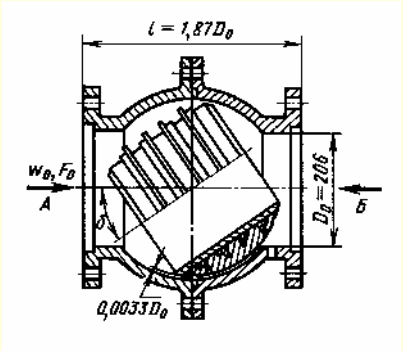


Значения ζ

$\dfrac{D_1}{D_0}$	Место установки затвора	δ°									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	85
1,0	В сети $\left(l_1^* > 0\right)$; кривая *1*	**Кран в прямой трубе**									
		0,04	0,36	1,60	5,00	15,0	42,5	130	800	2500	6000
1,0	Концевой $\left(l_1^* = 0\right)$; кривая 2	0,05	0,51	2,75	7,70	17,5	48,5	150	810	2500	6000
1,25 ÷ 1,5	В сети; кривая *3*	**Кран в конфузорно-диффузорном переходе**; $\alpha_к = 40^\circ$; $\alpha_д = 7^\circ$									
		0,04	0,36	1,60	5,20	16,0	45,0	110	250	490	2500
* l_1 см. схему диаграммы 1.8.7–20.											

Справочник по гидравлике

Затвор (шаровой) с односторонним уплотнением диска; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–11**

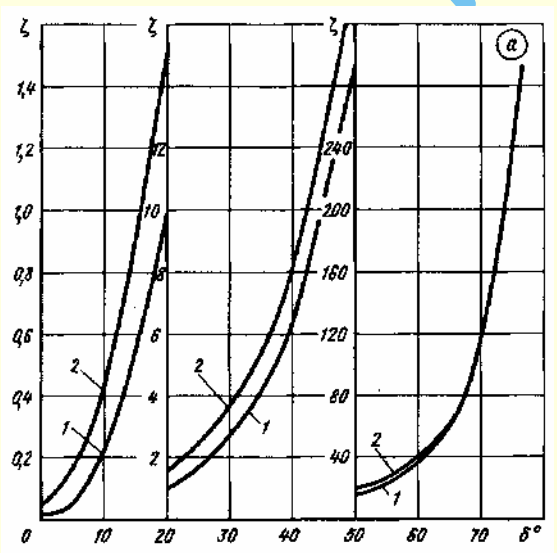


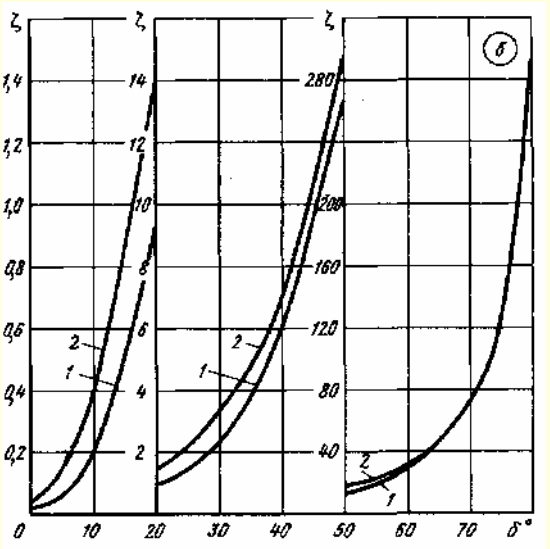
1. Затвор в сети: $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривую $\zeta = f(\delta)$.

2. Концевой затвор (приближенно): $\zeta_{\text{п}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$

Значения ζ

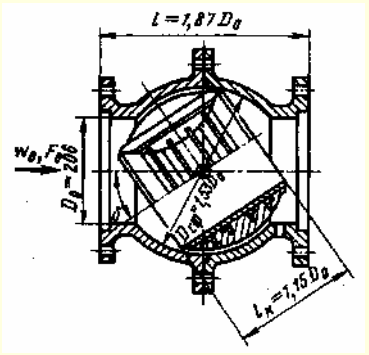
Место установки затвора	δ°									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	85
В сети $(l_1^* > 0)$; кривая *1*	**Прямой поток (направление *А – Б*, график *а*)**									
	0,02	0,23	0,98	2,70	6,40	14,8	35,7	116	815	4450
Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая 2	0,04	0,44	1,52	3,70	8,10	17,5	38,6	118	815	4450
В сети $(l_1^* > 0)$; кривая /	**Обратный поток (направление *Б – А*, график *б*)**									
	0,02	0,22	0,93	2,30	6,00	13,5	30,0	74,5	288	425
Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая 2	0,04	0,41	1,40	3,25	6,95	15,0	31,5	74,5	288	425
* l_1 см. схему диаграммы 1.8.7–20.										





Справочник по гидравлике

Затвор (шаровой) с двусторонним уплотнением диска; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–12**

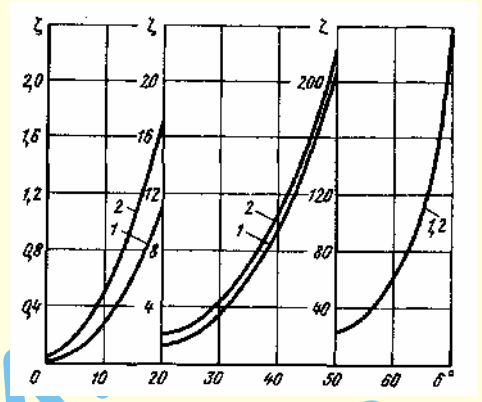


1. Затвор в сети: $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

см. кривую $\zeta = f(\delta)$.

2. Концевой затвор (приближенно):

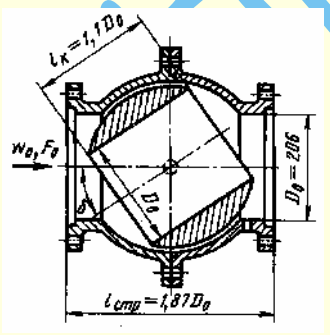
$\zeta_п \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$



Значения ζ

Место установки затвора	δ°								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
В сети $(l_1^* > 0)$; кривая *1*	0,02	0,29	1,10	3,50	9,50	21,7	59,0	278	10000
Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая *2*	0,04	0,50	1,80	4,30	10,3	22,8	59	278	10000
* l_1 см. схему диаграммы 1.8.7–20.									

Затвор (шаровой) со сферическим диском; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–13**



1. Затвор в сети: $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривую $\zeta = f(\delta)$.

2. Концевой затвор (приближенно): $\zeta_п \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$

3. Затвор в переходном участке (приближенно):

$\zeta_{сум} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{пер}$, где $\zeta_{пер}$ – как ζ по диаграммам 1.8.3–25 и 1.8.3–26

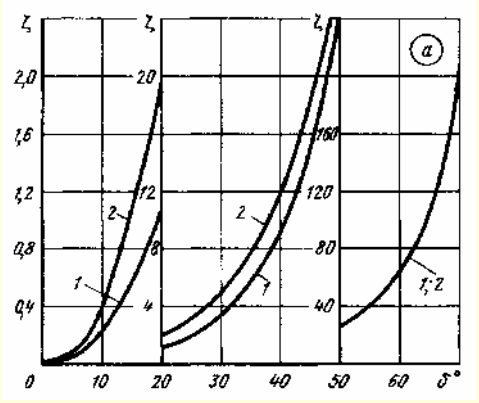
Значения ζ

$\frac{D_1}{D_0}$	Место установки затвора	δ°									
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	85
1,0	В сети $(l_1^* > 0)$ кривая *1*	**Затвор в прямой трубе (график *а*)**									
		0,02	0,21	1,07	3,35	9,20	24,0	65,0	204	340	624
1,0	Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая *2*	0,03	0,47	1,90	4,75	12,4	27,5	65,0	204	–	625
1,25	В сети $(l_1^* > 0)$; кривая *1*	**Затвор в конфузорно-диффузорном переходе (график *б*)**; $\alpha_к = 40°$; $\alpha_д = 7°$									
		0,04	0,38	1,70	4,35	10,9	25,5	70,0	204	330	624
1,5	Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая 2	0,06	0,57	2,00	5,00	11,5	28,0	70,0	204	330	624
* l_1 см. схему диаграммы 1.8.7–20.											

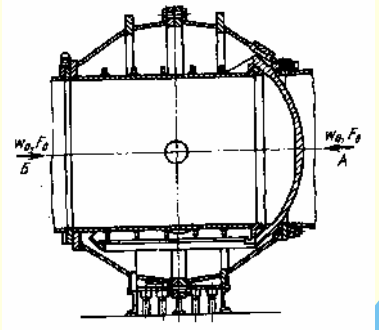
Справочник гидравлике

Продолжение

Затвор (шаровой) со сферическим диском; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–13**



Затвор (сегментный); $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[746, 747]**	**Диаграмма 1.8.7–14**



1. Затвор в сети: $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ см. кривую $\zeta = f(\delta)$.

2. Концевой затвор (приближенно): $\zeta_{\text{п}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$

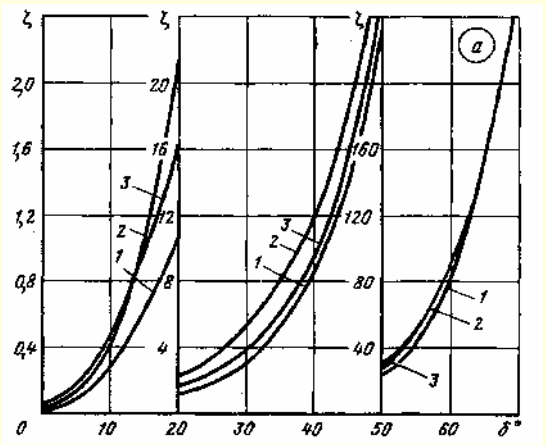
3. Затвор в переходном участке (приближенно): $\zeta_{\text{сум}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + \zeta_{\text{пер}}$,

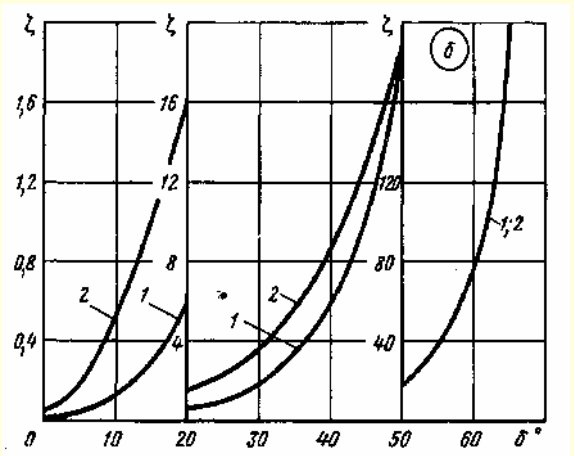
где $\zeta_{\text{пер}}$ – как ζ по диаграммам 1.8.3–25 и 1.8.3–26

Значения ζ

$\frac{D_1}{D_0}$	Место установки затвора	δ°								
		0	10	20	30	40	50	60	70	80
1,0	В сети $(l_1^* > 0)$; кривая *1*	**Прямой поток (направление *А – Б*, график *а*)**								
		0,02	0,27	1,10	3,20	8,70	23,5	79,5	272	624
1,0	Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая *2*	0,03	0,44	2,10	5,25	12,0	30,5	91,0	277	624
1,25 ÷ 1,5	В конфузорно – диффузорном переходе $(l_1^* > 0)$; кривая *3*	0,05	0,47	1,64	3,94	9,40	28,3	90,0	277	624
1,0	В сети $(l_1^* > 0)$; кривая *1*	**Обратный клапан (направление *Б – А*, график *б*)**								
		0,02	0,12	0,59	4,82	5,62	18,8	79,5	398	773
1,0	Концевой $(l_1^* = 0)$; кривая *2*	0,04	0,53	1,60	3,42	8,65	18,8	73,5	398	773

* l_1 см. схему диаграммы 1.8.7–20.

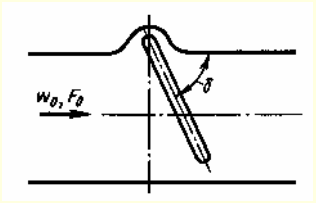




Справочник гидравлике

Затвор («захлопка») в сети; $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[35]**

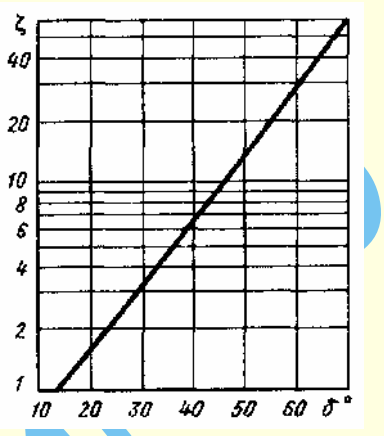
Диаграмма 1.8.7–15



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx 0{,}35\exp\left(0{,}0744\delta\right)$$

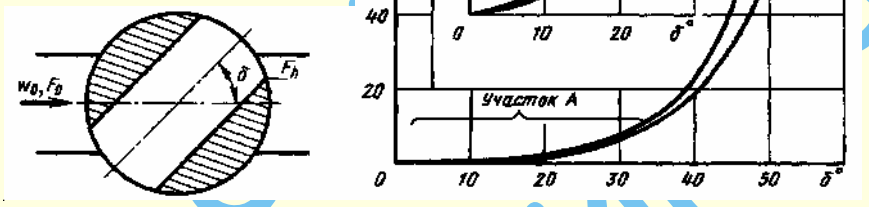
по кривой $\zeta=f\left(\delta\right)$.

δ°	20	30	40	50	60	70	75
ζ	1,7	3,2	6,6	14	30	62	90



Кран в сети (цилиндрический); $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 D_0}{\nu}>10^4$ **[1041]**

Диаграмма 1.8.7–16



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$ см. кривые $\zeta=f(\delta)$.

1. Цилиндрическая труба

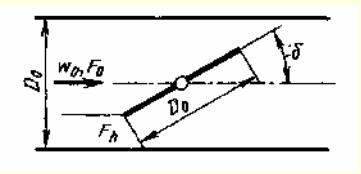
δ°	5	10	20	30	40	50	55	67
$\frac{F_h}{F_0}$	0,93	0,85	0,69	0,52	0,35	0,19	0,11	0
ζ	0,05	0,31	1,84	6,15	20,7	95,3	275	∞

2. Прямоугольная труба

δ°	5	10	20	30	40	50	60	82
$\frac{F_h}{F_0}$	0,93	0,85	0,69	0,53	0,38	0,25	0,14	0
ζ	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	∞

Затвор (плоский дисковый) в трубе круглого сечения при различных $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 D_0}{\nu}$ **[30]**

Диаграмма 1.8.7–17



$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\frac{120}{\mathrm{Re}}\frac{1+0{,}5\bar{D}_д\left(1+\sin\delta\right)}{\left(1-\bar{D}_д^2\sin\delta\right)^2}+\left(1-\frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\left(\frac{1{,}56}{1-\bar{D}_д^2\sin\delta}-1\right)^2=\frac{A}{\mathrm{Re}}+\left(1-\frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\zeta_{кв},$$

где $A\approx 120\left[\dfrac{1+0{,}5\bar{D}_д\left(1+\sin\delta\right)}{\left(1-\bar{D}_д^2\sin\delta\right)^2}\right]$; $\mathrm{Re}=\dfrac{w_0 D_0}{\nu}$ при $\delta>25^\circ$:

Кривая *1*: $D_0=25\div40$ мм; $\bar{D}_д=\dfrac{D_д}{D_0}=0{,}98$;

$\bar{f}=\dfrac{F_h}{F_0}\approx 0{,}92\,(\text{при}\,\delta=0^\circ)$

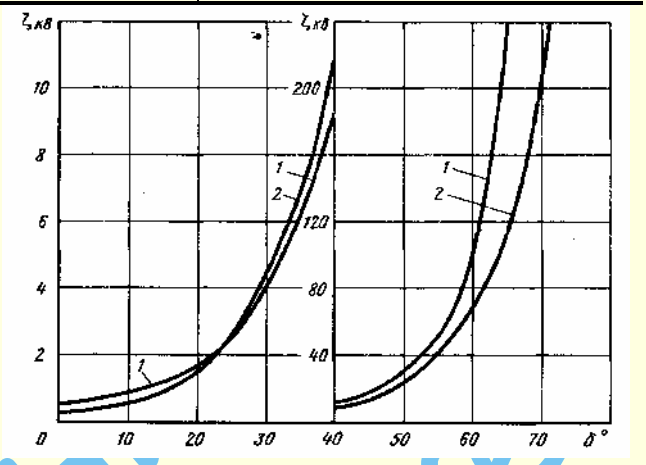
$\zeta_{кв}\equiv\left(\dfrac{1{,}56}{1-\bar{D}_д^2\sin\delta}-1\right)^2$; для всех δ: $\zeta_{кв}=f\left(\delta\right)$ см. график; при $\mathrm{Re}\le 50$ величина $1-\dfrac{50}{\mathrm{Re}}$ принимается равной нулю

Кривая *2*: $\bar{D}_д=1{,}0$; $\bar{f}\approx 0{,}99\,(\text{при}\,\delta=0^\circ)$

Продолжение

Затвор (плоский дисковый) в трубе круглого сечения при различных $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}$ **[30]**

Диаграмма 1.8.7–17



Значения $\zeta_{кв}$

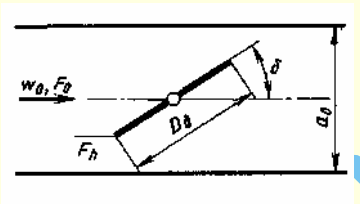
Кривая	δ°								
	0	10	20	30	40	50	60	70	75
1	0,60	0,85	1,70	4,00	9,40	24,0	67,0	215	400
2	–	0,52	1,54	4,50	11,0	29,0	105	625	–

Затвор (одностворчатый) в трубе прямоугольного сечения

любые $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}$ **[31, 568,746]**

Диаграмма 1.8.7–18

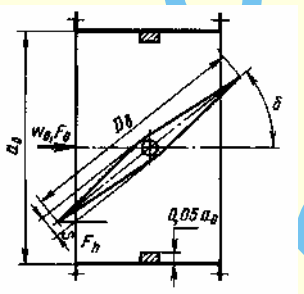
Плоский



$\bar{f}=\frac{F_h}{F_0}\approx 0,99$ (при $\delta=0^\circ$)

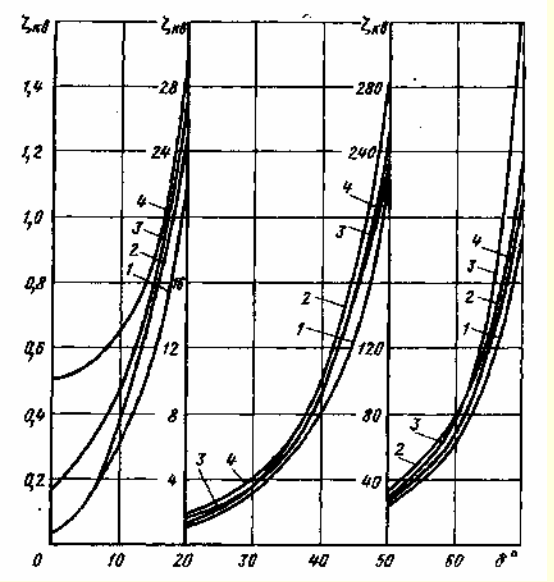
$\bar{D}_д=\frac{D_д}{a_0}=1,0$

Плоскоскошенный



$\bar{f}=\frac{F_h}{F_0}\approx 0,725$ (при $\delta=0^\circ$) $\bar{D}_д=1,0$

$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\frac{120}{\mathrm{Re}}\cdot\frac{1+0,5(1+\sin\delta)}{(1-\sin\delta)^2}+\left(1-\frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\zeta_{кв}$, при $\mathrm{Re}\le 50$ величина $1-\frac{50}{\mathrm{Re}}$ принимается равной нулю; $\zeta_{кв}=f(\delta)$ см. график.

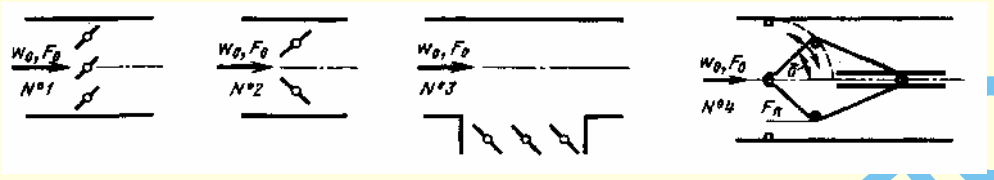


Значения $\zeta_{кв}$

$\frac{a_0}{b_0}$	a_0	δ								
		0	10	20	30	40	50	60	65	70
Клапан плоский, тонкостенный										
0,5 – 1	150 – 300 мм; кривая *1*	0,04	0,30	1,10	3,00	8,0	23,0	60	100	190
1,5 – 2	150 – 300 мм; кривая *2*	0,04	0,35	1,25	3,60	10,0	29,0	80,0	–	230
0,5	25 – 40 мм; кривая *3*	–	0,45	1,34	3,54	9,3	25,0	77,0	158	368
Клапан плоскоскошенный										
0,5 – 1	200 – 400 мм; кривая *4*	0,50	0,65	1,60	4,00	9,4	24,0	67,0	120	215

Справочник гидравлика

Затворы (параллельно и непараллельно-створчатые, тонкостенные) в трубе квадратного сечения; любые $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_г}{\nu}$ **[31, 568,746]**	**Диаграмма 1.8.7–19**

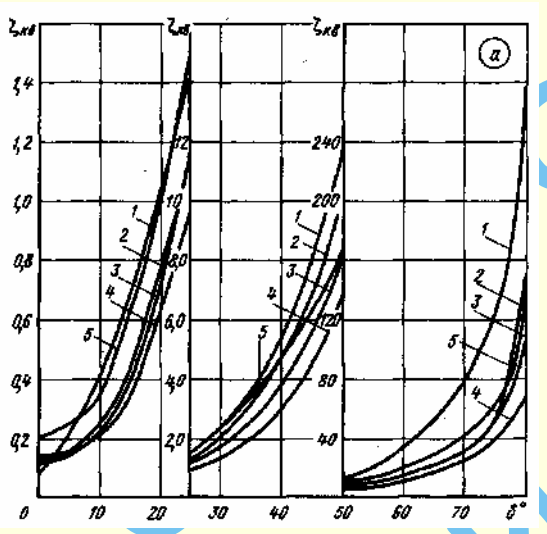


$\bar{f}=\frac{F_h}{F_0}\approx 0{,}99$ (при $\delta=0^\circ$);

$\bar{f}=\frac{F_h}{F_0}\approx 0{,}725$ (при $\delta=0^\circ$)

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}\approx\frac{120}{\mathrm{Re}}\frac{1+0{,}5\left(1+\sin\delta\right)}{\left(1-\sin\delta\right)^2}+\left(1-\frac{50}{\mathrm{Re}}\right)\zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re}\le 50$ величина $1-\frac{50}{\mathrm{Re}}$ принимается равной нулю; $\zeta_{кв}=f\left(\delta\right)$ см. график



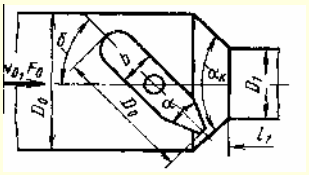
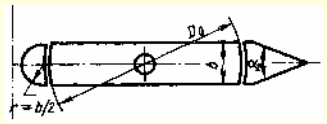
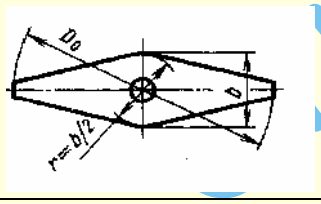
Значения $\zeta_{кв}$

Количество створок (№ кривой)	δ°								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
Параллельно–створчатые затворы (схема 1, график *а*)									
2 (кривая *1*)	0,07	0,40	1,10	2,20	5,50	11,5	30,6	80,0	300
3 (кривая *2*)	0,14	0,25	0,80	2,00	4,50	10,0	20,0	40,0	140
4 (кривая *3*)	0,12	0,22	0,73	1,70	4,00	8,00	14,0	30,0	110
5 (кривая *4*)	0,15	0,20	0,65	1,50	3,00	7,00	13,0	25,0	70,0
6 (кривая *5*)	0,20	0,35	1,00	2,30	4,80	8,50	16,0	35,0	150
Непараллельно–створчатые затворы (схема 2, график *б*)									
2 (кривая *1*)	0,70	0,95	1,50	3,00	7,50	20,0	55,0	180	800
Параллельно–створчатые затворы на боковом ответвлении (схема 3, график *б*)									
3 (кривая *2*)	0,28	0,40	1,10	2,50	5,00	10,0	18,0	42,0	200
Обтекаемые затворы (схема 4, график *б*)									
2 (кривая *3*)	–	0,57	0,92	2,50	5,80	12,5	28,0	58,0	130

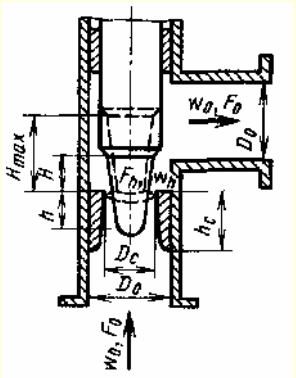
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ

Затворы дисковые различной формы в трубе круглого сечения при полном открытии ($\delta = 0$); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} > 10^5$ **[747]**	**Диаграмма 1.8.7–20**

Для концевых затворов $\zeta_п \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta + 1$ (приближенно)

Характеристика затвора (оптимальная) и его схема	Значения $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$						
	$\frac{D_0}{D_1}$; место установки затвора	$\frac{b}{D_0}$					
		0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
Несимметричный $\alpha = 40°$; $\alpha_к = 40°$ 	1,0; в сети	0,06	0,098	0,175	0,315	0,525	0,800
	1,4 – 1,8; в сети $(l_1 > 0)$	–	0,082 – 0,085	0,090 – 0,100	0,110 – 0,125	0,180 – 0,200	0,200 – 0,250
	1,35; концевой $(l_1 = 0)$	–	0,085	–	0,195	–	0,275
	1,0; концевой $(l_1 = 0)$	–	–	–	0,405	–	–
Плоский с неподвижными обтекателями $\alpha = 20°$; $\frac{D_0}{D_1} = 1,0$ 	В сети $(l_1 > 0)$	0,05	0,07	0,09	0,13	0,17	0,23
	Концевой $(l_1 = 0)$	–	0,100	–	0,150	–	0,135
Плоскоскошенный $\frac{D_0}{D_1} = 1,0$ 	В сети ($l_1 > 0$)	0,08	0,15	0,33	0,53	0,70	

Клапаны (регулирующие) при любых Re ($D_0 = 50$ мм) **[20, 30, 31]**	**Диаграмма 1.8.7–21**



$D_г = \frac{4F_h}{П_4}$; $\mathrm{Re}_h = \frac{w_h D_г}{4\nu}$

1. Угловой односедельный клапан при $1,7 \le \frac{h}{D_г} \le 30$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_h^2/2} = \frac{A_1}{\mathrm{Re}_h} + \zeta_{1кв}, \text{ где } A_1 = \frac{4,1h}{D_г} + 23;\ \zeta_{1кв} = \left(1 - \frac{F_h}{F_0}\right)^2 + 0,18;$$

$$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 = \frac{A_1}{\mathrm{Re}_h}\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 + \zeta_{01кв},\ \text{где } \zeta_{01кв} = \zeta_{1кв}\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 \text{ см. кривую } \zeta_{01кв} = f\left(\frac{F_h}{F_0}\right);$$

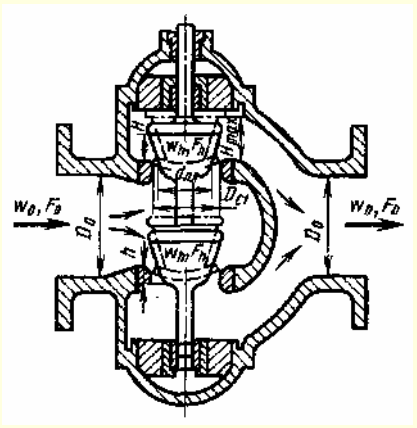
при полном открытии клапана $\frac{h}{D_г} \le 1,7$: $\zeta = \frac{30}{\mathrm{Re}_h} + \zeta_{1кв}$; $\zeta_0 = \frac{30}{\mathrm{Re}_h (F_0/F_h)^2} + \zeta_{01кв}$.

Справочник по гидравлике

Продолжение

Клапаны (регулирующие) при любых Re ($D_0 = 50$ мм) **[20, 30, 31]**	**Диаграмма 1.8.7–21**

2. Двухседельный клапан при $4,0 \le \dfrac{h}{D_г} \le 60$: $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_h^2/2} = \dfrac{A_2}{\mathrm{Re}_h} + \zeta_{2кв}$



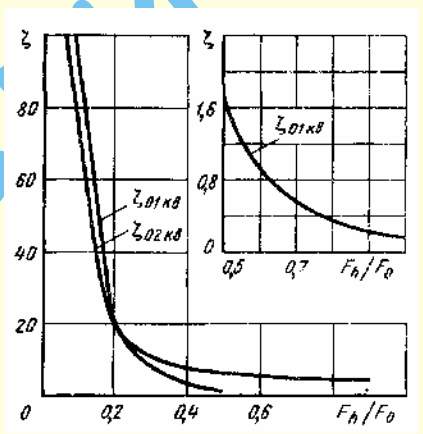
где $A_2 = \dfrac{0,5h}{D_г} + 27$; $\zeta_{2кв} = \left(1 - \dfrac{F_h}{F_0}\right)^2 + 4,7\left(\dfrac{F_h}{F_0}\right)^2$;

$$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 = \frac{A_1}{\mathrm{Re}_h}\left(\frac{F_0}{F_h}\right)^2 + \zeta_{02кв},$$

где $\zeta_{02кв} = \zeta_{2кв}\left(\dfrac{F_0}{F_h}\right)^2$ см. кривую $\zeta_{02кв} = f\left(\dfrac{F_h}{F_0}\right)$;

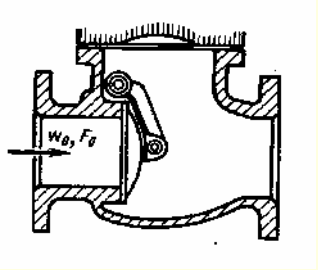
при полном открытии клапана $\dfrac{h}{D_г} \le 4,0$:

$$\zeta = \frac{30}{\mathrm{Re}_h} + \zeta_{2кв}; \quad \zeta_0 = \frac{30}{\mathrm{Re}_h (F_0/F_h)^2} + \zeta_{02кв}.$$

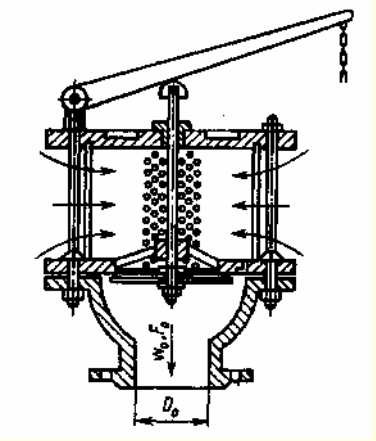


$\dfrac{F_h}{F_0}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{01кв}$	99,0	20,5	7,50	3,40	1,72	0,95	0,55	0,34	0,24	0,18
$\zeta_{02кв}$	86,0	21,0	10,5	7,20	6,70	5,20	4,90	4,75	4,70	4,70

Обратный затвор и всасывающий клапан с сеткой [376]	**Диаграмма 1.8.7–22**



1. Обратный затвор

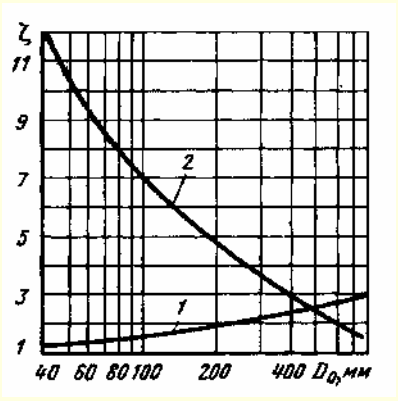


2. Всасывающий клапан с сеткой

Справочник по гидравлике

Продолжение

Обратный затвор и всасывающий клапан с сеткой [376]	**Диаграмма 1.8.7–22**



а) $\mathrm{Re} \geq 10^4$ $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(D_0)$ см. график, таблицу или по формулам (D_0 в м):

схема 1 – $\zeta = 1{,}0755 + 5{,}161422 D_0 - 6{,}714641 D_0^2 + 4{,}034111 D_0^3$; (1)

схема 2 – $\zeta = \sum_{i=0}^{7} a_i D_0^i$, (2)

где $a_0 = 22{,}1298$; $a_1 = -382{,}4438$; $a_2 = 3920{,}882$; $a_3 = -22160{,}76$; $a_4 = 70762{,}35$; $a_5 = -126777{,}8$; $a_6 = 118352{,}6$; $a_7 = -44643{,}31$

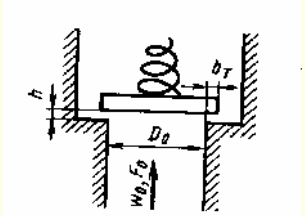
б) $\mathrm{Re} < 10^4$ $\zeta_{\mathrm{Re}} = \zeta + \dfrac{530\zeta^{1{,}25}}{\mathrm{Re}}$,

где ζ по формулам (1) и (2).

Значения ζ

Схема	D_0, мм						
	40	70	100	200	300	500	750
1	1,3	1,4	1,5	1,9	2,1	2,5	2,9
2	1,2	8,5	7,0	4,7	3,7	2,5	1,6

Клапан (тарельчатый) без нижних направляющих [663, 760]	**Диаграмма 1.8.7–23**

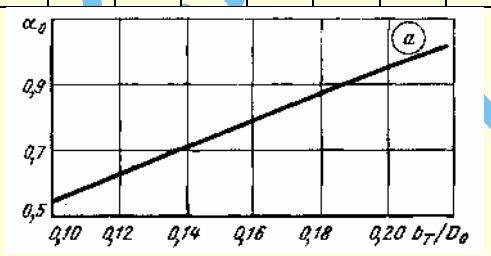


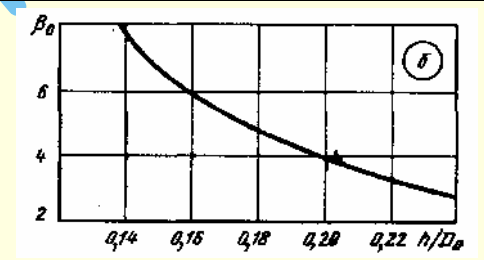
$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(\alpha_0 + \beta_0)$ где $\alpha_0 = 0{,}55 + 4\left(\dfrac{b_т}{D_0} - 0{,}1\right)$ см. график *а*; $\beta_0 = \dfrac{0{,}155}{\left(\dfrac{h}{D_0}\right)^2}$ см. график *б*.

Формула верна в пределах $0{,}1 < \dfrac{h}{D_0} < 0{,}25$; $0{,}1 < \dfrac{b_т}{D_0} < 0{,}25$.

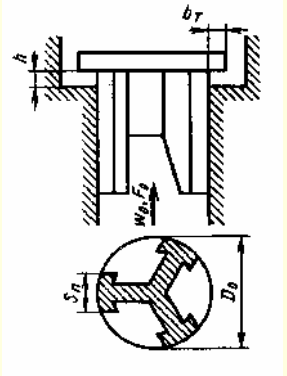
$\frac{b_т}{D_0}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
α_0	0,55	0,63	0,71	0,79	0,87	0,95	1,03	1,11	1,15

$\frac{h}{D_0}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
β_0	15,5	10,8	7,90	6,05	4,78	3,87	3,20	2,69	2,48





Клапан (тарельчатый) с нижними направляющими [663, 760]	**Диаграмма 1.8.7–24**



$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \gamma_0\alpha_0 + \dfrac{\beta_1}{\left(\pi - \dfrac{iS_л}{D_0}\right)}$, где $\alpha_0 = 0{,}55 + 4\left(\dfrac{b_т}{D_0} - 0{,}1\right)$

см. график *а*: γ_0 см. график *б*; $\beta_1 = \dfrac{0{,}173}{(h/D_0)^{-2}}$ см. график *в*;

i – число ребер; F_n – истинная площадь прохода.

Формула верна в пределах

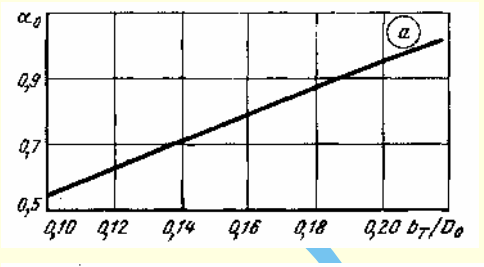
$0{,}125 < \dfrac{h}{D_0} < 0{,}25$; $0{,}10 < \dfrac{b_т}{D_0} < 0{,}25$.

Справочник по гидравлике

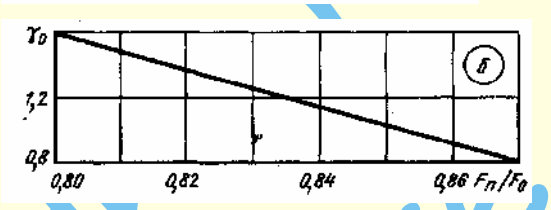
Продолжение

Клапан (тарельчатый) с нижними направляющими [663, 766]	**Диаграмма 1.8.7–24**

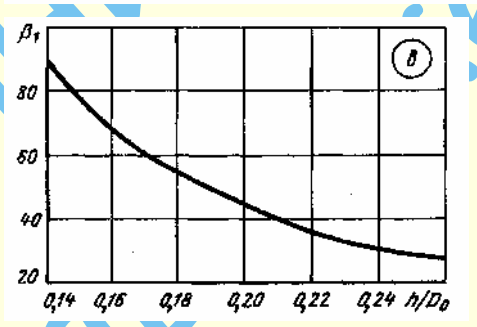
$\frac{b_т}{D_0}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
α_0	0,55	0,63	0,71	0,79	0,87	0,95	1,03	1,11	1,15



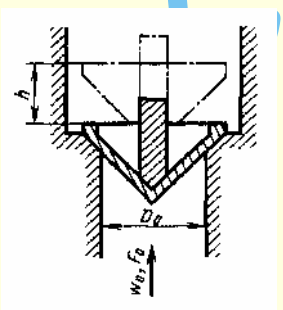
$\frac{F_п}{F_0}$	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87
γ_0	1,60	1,48	1,36	1,23	1,14	1,02	0,92	0,80



$\frac{h}{D_0}$	0,125	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
β_1	111	88,4	67,5	53,5	43,3	35,8	30,0	27,7



Клапан (конусный) с конусообразной поверхностью [663,760]	**Диаграмма 1.8.7–25**

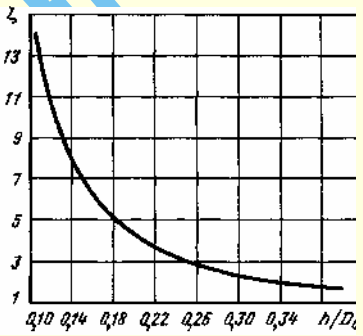


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{0{,}15}{\left(\frac{h}{D_0}\right)^2} = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$$

см. график

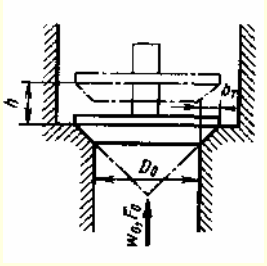
Формула верна в пределах

$$0{,}125 < \frac{h}{D_0} < 0{,}4$$

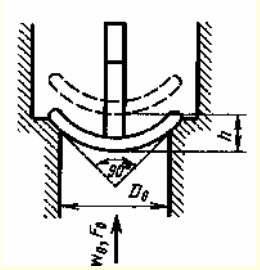


$\frac{h}{D_0}$	ζ
0,10	15,6
0,15	7,27
0,20	4,35
0,25	3,00
0,30	2,27
0,35	1,82
0,40	1,54

Клапаны (конусный) с плоской нижней поверхностью (шаровой) со сферической нижней поверхностью [663, 766]	**Диаграмма 1.8.7–26**



1. Клапан конусный



2. Клапан шаровой

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 2{,}7 - \beta_2 + \beta_3,$$

где $\beta_2 = \frac{0{,}8}{h/D_0} = f_1\left(\frac{h}{D_0}\right)$; $\beta_3 = \frac{0{,}14}{(h/D_0)^2} = f_2\left(\frac{h}{D_0}\right)$.

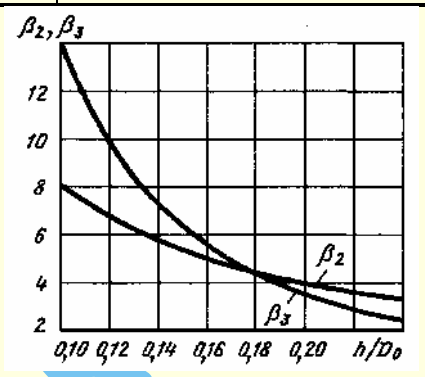
Формула верна в пределах $0{,}1 < \frac{h}{D_0} < 0{,}25$; $\frac{b_т}{D_0} = 0{,}1$

Справочное пособие по гидравлике

Продолжение

Клапаны (конусный) с плоской нижней поверхностью (шаровой) со сферической нижней поверхностью [663, 766]	**Диаграмма 1.8.7–26**

$\frac{h}{D_0}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25
β_2	8,00	6,66	5,71	5,00	4,44	4,00	3,63	3,33	3,20
β_3	14,0	9,73	7,15	5,46	4,32.	3,50	2,90	2,43	2,24

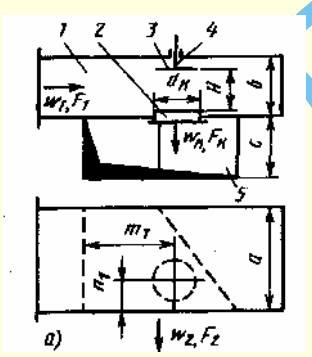


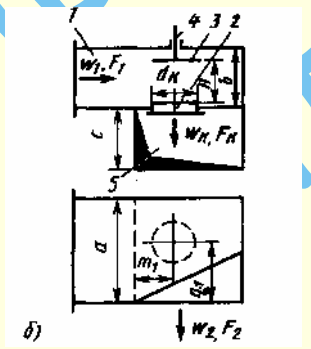
Клапан тарельчатый в сложных условиях; Re ≥ 10^4 [357]	**Диаграмма 1.8.7–27**

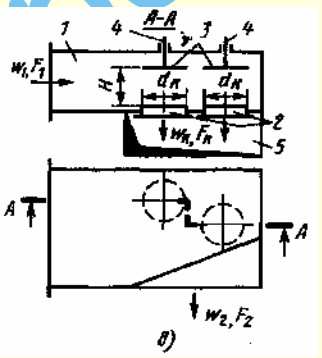
При $0{,}15 < \frac{H}{d_к} < 0{,}6$

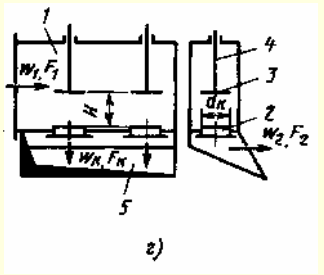
$$\zeta_к \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_к^2/2} \approx 0{,}122\left(\frac{H}{d_к}\right)^{-2} + 0{,}195\left(\frac{H}{d_к}\right)^{-1} + c_i \text{ см. кривые } 1\text{–}4$$

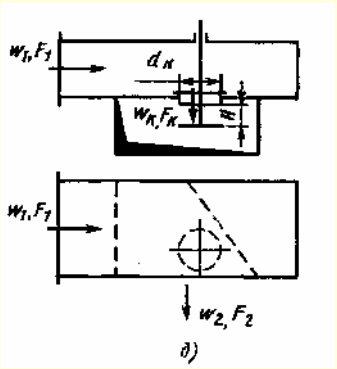
$$\zeta_к \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_к^2/2} \approx 0{,}075\left(\frac{H}{d_к}\right)^{-2} + 0{,}286\left(\frac{H}{d_к}\right)^{-1} + c_i \text{ см. кривую } 5$$











а – г – клапан открыт в направлении объема с высоким давлением; *д* – клапан открыт в направлении объема с низким давлением.

а – продувочный клапан; b = 0,9÷2,0; c = 1,1÷3,3; a = 2,5÷2,8; m_1 1,2÷2,0; n_1 = 0,6÷1,7;

б – выпускной клапан: b = 1,1÷2,0; c = 0,8÷3,5, a – 2,2; m_1 – 0,7; n_1 – 1,4;

в—выпускные клапаны;

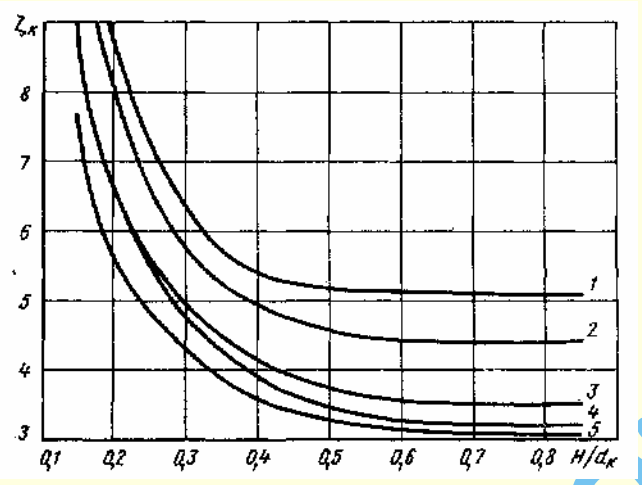
г — впускные клапаны.

1 – подводящий участок; *2* – седло; *3* – тарелка клапана; *4* – подвижный шток; *5* – выпускной канал

Справочник по гидравлике

Продолжение

Клапан тарельчатый в сложных условиях; Re ≥ 10^4 [357]	**Диаграмма 1.8.7–27**

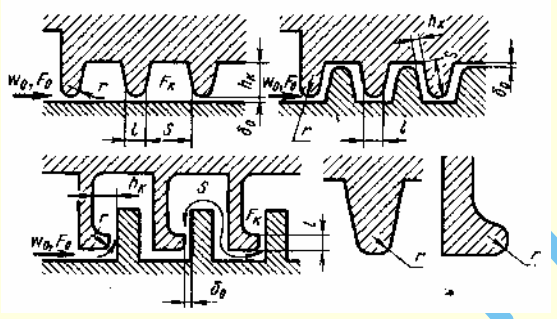


Значения $\zeta_к$

№ кривой	Схема	$\frac{H}{d_к}$				
		c_i	0,15	0,2	0,3	0,4
1	*г*	4,41	–	8,85	6,35	5,40
2	*в*	3,71	–	8,00	5,80	5,00
3	*а*	2,81	8,50	6,05	5,00	4,15
4	*б*	2,56	8,50	6,05	4,75	3,90
5	*д*	2,42	7,60	5,65	4,30	3,60

№ кривой	Схема	$\frac{H}{d_к}$			
		0,5	06	0,7	0,8
1	*г*	5,20	5,15	5,12	5,10
2	*в*	4,60	4,45	4,45	4,45
3	*а*	3,75	3,50	3,50	3,50
4	*б*	3,50	3,25	3,20	3,20
5	*д*	3,35	3,15	3,05	3,05

Лабиринтное уплотнение с удлиненным зазором [251, 260]	**Диаграмма 1.8.7–28**



$$\frac{h_к}{\delta_0'} \geq \frac{\delta_{гр}}{\delta_0'};\ \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 + \zeta' + n_я\left(a_0 + \zeta' b_1 + \zeta_{тр}\right);$$

$$\frac{h_к}{\delta_0'} < \frac{\delta_{гр}}{\delta_0'};\ \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 + \zeta' + n_я\left(a_2 + \zeta' b_2 + \zeta_{тр}\right);$$

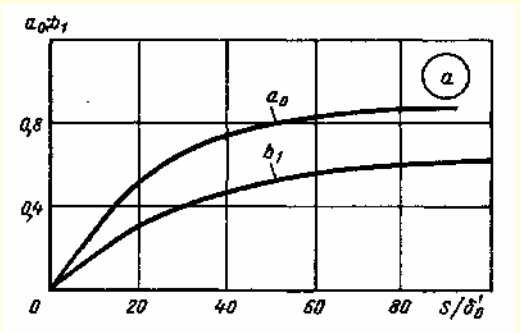
где $\frac{\delta_{гр}}{\delta_0'} = 0,24\frac{S}{\delta_0'} + 1$; $a_0 = f_1\left(\frac{S}{\delta_0'}\right)$ и $b_1 = f_2\left(\frac{S}{\delta_0'}\right)$ см. график *а*;

$a_2 = \left(1 - \frac{F_0}{F_к}\right)^2$ и $b_2 = 1 - \frac{F_0}{F_к}$ см. график *б*; ζ' определяется, как $\zeta = f\left(\frac{r}{D_0}\right)$, по диаграмме 1.8.1–4; при $\frac{r}{\delta_0} = 0$, $\zeta' = 0,5$; $\zeta_{тр} = \lambda\frac{l}{D_г}$;

λ см. диаграммы 1.7–1 ÷ 1.7–6; $n_я$ – число ячеек лабиринта;

$D_г$ – гидравлический диаметр зазора; F_0 – площадь сечения зазора; $F_к$ – площадь поперечного сечения камеры

$\frac{S}{\delta_0'}$	a_0	b_1
0	0	0
5	0,15	0,08
10	0,28	0,16
20	0,53	0,31
30	0,65	0,40
40	0,73	0,47
50	0,78	0,52
60	0,82	0,55
70	0,84	0,58
80	0,87	0,59
90	0,87	0,61
100	0,87	0,63



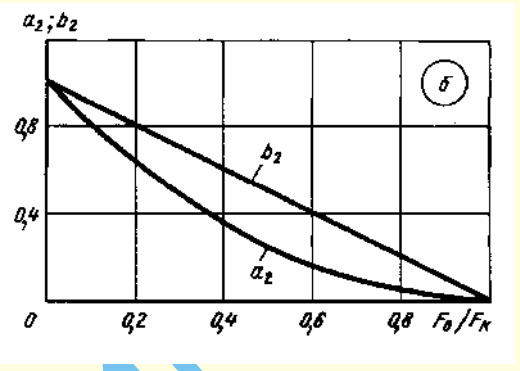
Справочник по гидравлике

Продолжение

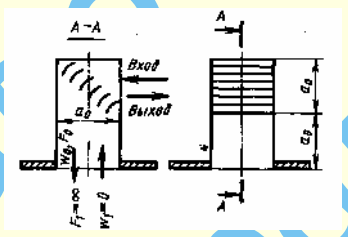
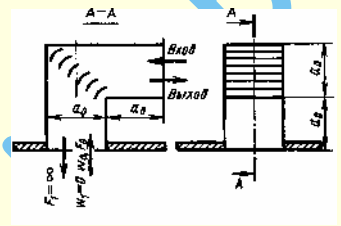
Лабиринтное уплотнение с удлиненным зазором [251, 260]	**Диаграмма 1.8.7–28**

$\frac{F_0}{F_к}=\frac{\delta'_0}{h_к}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
a_2	1,0	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25
b_2	1,0	0,90	0,80	0,70	0,60	0,50

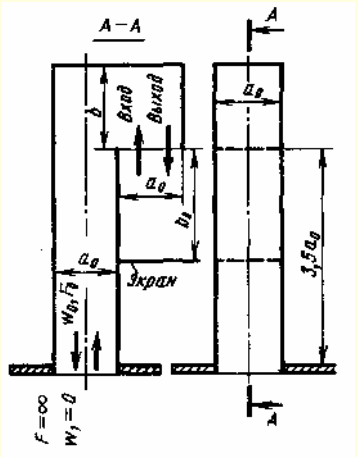
$\frac{F_0}{F_к}=\frac{\delta'_0}{h_к}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
a_2	0,16	0,09	0,04	0,01	0
b_2	0,40	0,30	0,20	,010	0



Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через колено 90° (данные Идельчика И. Е.)	**Диаграмма 1.8.7–29**

Характеристика колена	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Со срезанным входным (выходным) участком без лопаток		$\zeta_{вх} \approx 4{,}8$; $\zeta_{вых} \approx 3{,}7$
То же, но с лопатками		$\zeta_{вх} \approx 2{,}8$; $\zeta_{вых} \approx 2{,}3$
С входным (выходным) участком длиной $l_0 = a_0$ без лопаток		$\zeta_{вх} \approx 4{,}3$; $\zeta_{вых} \approx 3{,}7$
То же с лопатками		$\zeta_{вх} \approx 2{,}3$; $\zeta_{вых} \approx 1{,}7$

Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через колено 180° (данные Идельчика И. Е.)	**Диаграмма 1.8.7–30**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{b}{a_0}\right)$$

Значения ζ с экраном; $\frac{b}{a_0}$ = 1,0 (см. график *а*)

Направление потока	$\frac{b_э}{a_0}$							
	0,2	0,4	0,8	1,2	1.6	2,0	2',4	2,6
Вход (кривая *1*)	7,3	4,6	4,3	4,3	4,3	4,3	4,4	4,4
Выход (кривая *2*)	13	7,6	6,8	6,6	6,3	6,3	6,0	5,9

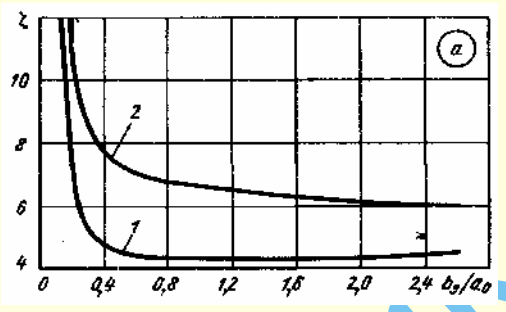
Справочник
Гидравлике

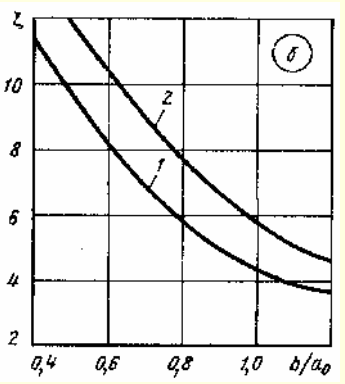
Продолжение

Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через колено 180° (данные Идельчика И. Е.)	**Диаграмма 1.8.7–30**

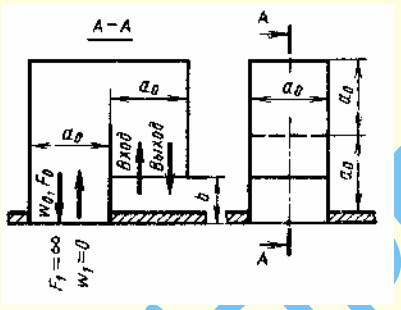
Значения ζ без экрана (см. график *б*)

Направление потока	$\frac{b}{a_0}$					
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Вход (кривая *1*)	9,5	8,0	5,8	4,4	3,6	3,2
Выход (кривая *2*)	12,0	10,1	7,4	5,7	4,6	4,1





Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через различные колена (данные Идельчика И. Е.)	**Диаграмма 1.8.7–31**

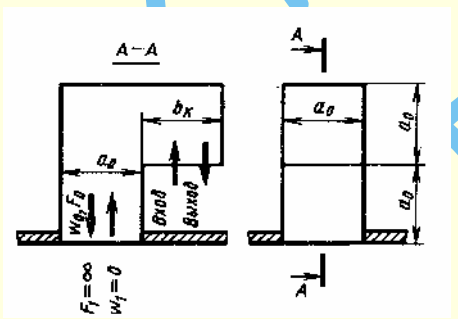


а) Короткое колено 180°

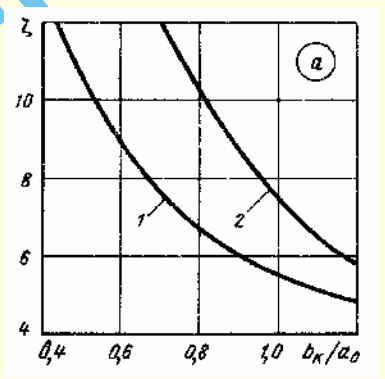
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{b}{a_0}\right)$$ см. графики

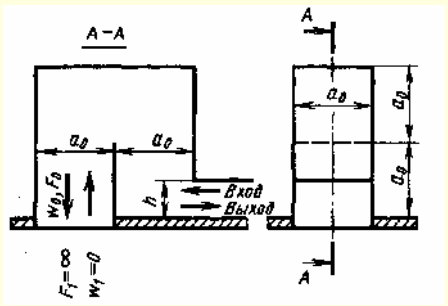
а. Значения ζ

Направление потока	$\frac{b_к}{a_0}$					
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Вход (кривая *1*)	11,0	9,0	6,7	5,5	4,9	4,5
Выход (кривая *2*)	17,2	14,5	10,2	7,4	5,8	5,1

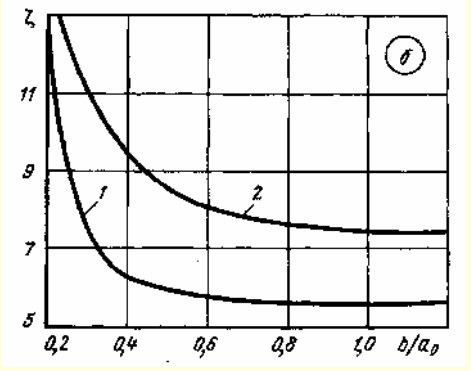


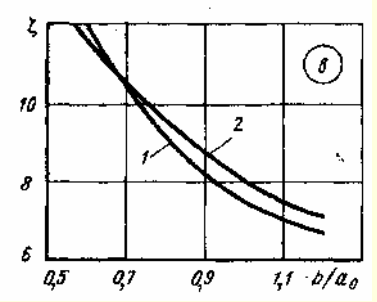
б) колпак с трехсторонним входом (выходом)





в) колпак с прямым участком на входе (выходе)





Справочник гидравлике

Продолжение

Лабиринт с перетеканием из одного объема в другой через различные колена (данные Идельчика И. Е.) | **Диаграмма 1.8.7–31**

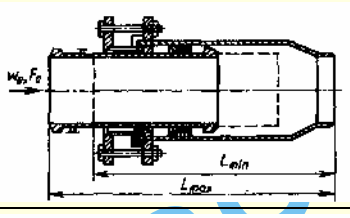
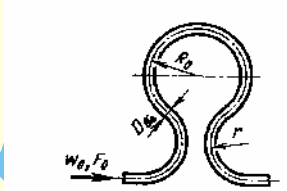
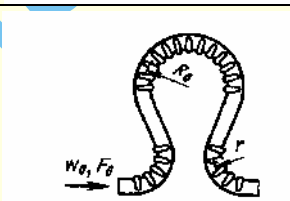
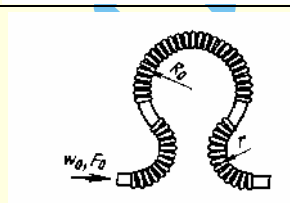
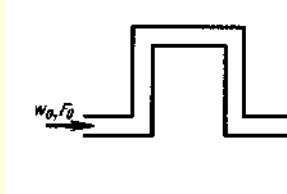
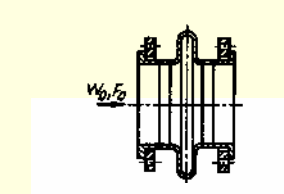
б. Значения ζ

Направление потока	$\frac{b}{a_0}$					
	0,18	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Вход (кривая *1*)	13,3	12,4	6,2	5,7	5,8	5,5
Выход (кривая *2*)	14,2	13,9	9,4	8,0	7,6	7,5

в. Значения ζ

Направление потока	$\frac{b}{a_0}$					
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
Вход (кривая *1*)	13,5	12,0	9,0	7,4	6,6	5,9
Выход (кривая *2*)	13,0	11,7	9,5	8,0	7,1	6,3

Компенсаторы [739] | **Диаграмма 1.8.7–32**

Наименование компенсатора	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Сальниковый		$\zeta = 0{,}2$
Лирообразный, гладкий $\frac{R_0}{d} = 6; \frac{r}{d} \approx 5$		$\zeta = 1{,}6 + 2D_0$ (D_0 в м)
Лирообразный с фальцами $\frac{R_0}{d} = 6; \frac{r}{d} \approx 6$		$\zeta \approx 1{,}9 + 3D_0$ (D_0 в м)
Лирообразный из волнистой трубы $\frac{R_0}{d} = 5; \frac{r}{d} \approx 3$		$\zeta \approx 2{,}875 + 4{,}25D_0$ (D_0 в м)
П-образный		$\zeta = 1{,}9 + 2D_0$ (D_0 в м)
Волнистый (многоволновой), сальниковый, линзовый, угловой, осевой		$\zeta = 0{,}3$

Для лирообразного, гладкого ($\frac{R_0}{d} = 6; \frac{r}{d} \approx 5$):

D_0, мм	50	100	200	300	400	500
ζ	1,7	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6

Для лирообразного с фальцами ($\frac{R_0}{d} = 6; \frac{r}{d} \approx 6$):

D_0, мм	80	100	200	300	400	500
ζ	2,1	2,2	2,5	2,8	3,1	3,5

Для лирообразного из волнистой трубы ($\frac{R_0}{d} = 5; \frac{r}{d} \approx 3$):

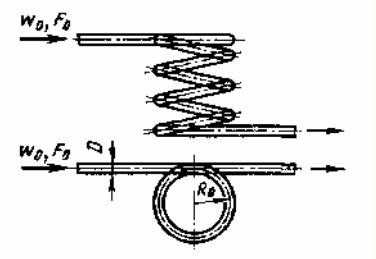
D_0, мм	50	100	200	300	400	500
ζ	3,1	3,3	3,7	4,2	4,6	5,0

Для П-образного:

D_0, мм	50	100	200	300	400	500
ζ	2,0	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9

Справочник по гидравлике

Змеевики [32, 33]	Диаграмма 1.8.7–33



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$$

см. диаграмму 1.8.4 –2

1.8.8. Сопротивление при обтекании тел потоком в трубе (коэффициенты сопротивления участков с выступами, распорками, фермами и другими телами)

1.8.8.1. Пояснения и практические рекомендации

1. Сопротивление участков труб и каналов, в которых помещены тела, обтекаемые потоком, складывается из сопротивления собственно участка $\zeta_{уч}$ (для прямого участка это сопротивление трения) и сопротивления тела ζ:

$$\zeta_{сум} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{уч} + \zeta. \qquad (1.300)$$

2. Мощность, требуемая на преодоление сил сопротивления тела, обтекаемого потоком в трубе, выражается через силу лобового сопротивления $P_д$ этого тела [45]

$$\Delta N = P_д w_{мест}. \qquad (1.301)$$

Сила лобового сопротивления

$$P_д = c_x S_м \frac{\rho w_{мест}^2}{2}, \qquad (1.302)$$

где

$$w_{мест} = \frac{w}{1 - \tau S_м / F_0}; \qquad (1.303)$$

c_x — коэффициент лобового сопротивления тела, зависящий от формы тела, числа Рейнольдса $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$ и других параметров и определяемый по данным диаграмм 1.8.8–1 – 1.8.8–15; $S_м$, $d_м$ – соответственно миделева площадь, м^2, и диаметр или наибольшая сторона, м, миделева сечения тела; $w_{мест}$ – местная скорость потока [в живом сечении ($F_0 - S_м$)], т. е. скорость в сечении трубы за вычетом миделевой площади тела, м/с; w – скорость в данной точке сечения перед телом, м/с; τ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние формы тела и сужение поперечного сечения трубы; для тел обтекаемой формы $\tau \le 1{,}0$; для других тел $\tau > 1{,}0$ [45].

На диаграммах раздела 1.8.8 значения τ взяты приближенно с учетом результатов опытов, описанных в [45, 78].

3. Указанная в п. 2 мощность может быть выражена через коэффициент местного гидравлического сопротивления участка трубы, в котором помещено тело:

$$\Delta N = \zeta \frac{\rho w_0^2}{2} w_0 F_0. \qquad (1.304)$$

Совместное решение уравнений (1.300 – 1.302) выявляет связь между коэффициентом местного сопротивления ζ и коэффициентом лобового сопротивления c_x тела:

$$\zeta = \frac{c_x S_м}{F_0} \left(\frac{w_{мест}}{w_0} \right)^3. \qquad (1.305)$$

4. В общем случае скорость течения в трубе распределена неравномерно по сечению, поэтому сопротивление тела зависит и от места расположения его в сечении.

Для случая стабилизированного ламинарного течения профиль скоростей выражается формулой

$$\frac{w}{w_0} = k_1 \left[1 - \left(\frac{2y}{D_0} \right)^2 \right], \qquad (1.306)$$

где для пространственного обтекания (круг, прямоугольник при $\frac{a_0}{b_0} = 0{,}5 \div 2{,}0$) $k_1 = 2$, а для плоского обтекания (плоская или кольцевая щель) $k_1 = \frac{3}{2}$; y – расстояние между осями (центрами) тела и трубы (рис. 1.184*а* и *б*); в случае кольце-

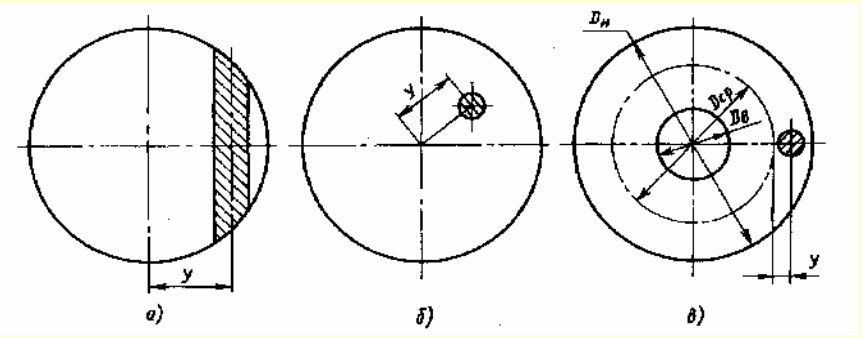


Рис. 1.184. Схема расположения тела:
а и *б* – соответственно при плоскопараллельном и пространственном обтекании в трубе; *в* – при пространственном обтекании в кольцевой трубе

Справочник по гидравлике

вого сечения трубы – расстояние между осью тела и средней окружностью кольца (рис. 1.175*в*) в метрах.

На основании (1.303), (1.305) и (1.306) получим

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{k_1^3 \frac{S_м}{F_0}\left[1-\left(\frac{2y}{D_0}\right)^2\right]^3}{\left(1-\tau S_м/F_0\right)^3} = \\ = k_2 \frac{\frac{c_x S_м}{F_0}\left[1-\left(\frac{2y}{D_0}\right)^2\right]^3}{\left(1-\tau S_м/F_0\right)^3}.$$

5. Для случая стабилизированного турбулентного течения профиль скоростей может быть выражен приближенно степенной функцией

$$\frac{w}{w_0} = k_1\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{m}}, \qquad (1.307)$$

где для пространственного течения [251, 268]

$$k_1 = \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2};$$

для плоского течения

$$k_1 = \frac{(m+1)}{m},$$

где m – показатель степени, который в общем случае может меняться в широких пределах (см. 1.8.2.1).

Согласно (1.303), (1.305) и (1.306)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{k_1^3 \frac{c_x S_м}{F_0}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{3}{m}}}{\left(1-\tau S_м/F_0\right)^3} = k_2 \frac{\frac{c_x S_м}{F_0}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{3}{m}}}{\left(1-\tau S_м/F_0\right)^3}.$$

6. Для турбулентного течения в прямой трубе значения m и k_1 приведены в табл. 1.60 в зависимости от числа $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$. В частности, когда $\mathrm{Re}' = 6 \cdot 10^5$, $m = 9$ и $k_1 = 1{,}17$, $k_2 = k_1^3 = 1{,}6$.

Таблица 1.60

Значения m и k_1

Коэффициенты	Re					
	$4\cdot10^3$		$2{,}5\cdot10^4$	$2\cdot10^5$	$6\cdot10^5$	$3\cdot10^6$
m	5	6	7	8	9	10
k_1	1,32	1,26	1,23	1,20	1,17	1,15

Последнее значение k_2 верно для тел с очень малым отношением площадей миделева сечения тела и трубы $\frac{S_м}{F_0}$ при пространственном обтекании. С увеличением $\frac{S_м}{F_0}$ значение k_2 уменьшается, приближаясь к единице. На соответствующих диаграммах настоящего раздела значения k_2 взяты приближенно с учетом указанных обстоятельств и результатов опытов [78].

7. Лобовое сопротивление продолговатого тела обусловливается двумя факторами: сопротивлением трения и сопротивлением формы. Последнее является результатом отрыва потока от поверхности тела и вызванного этим вихреобразования. Соотношение между сопротивлением трения и сопротивлением формы тела, как и величины этих составляющих сопротивления, зависит от конфигурации тела и положения его в потоке (угла атаки, угла скольжения), шероховатости его поверхности, числа Рейнольдса, степени и масштаба турбулентности набегающего потока[1]. Для тел плохообтекаемой формы сопротивление трения весьма мало по сравнению с общим лобовым сопротивлением. Для удобообтекаемых тел значение сопротивления трения соизмеримо с сопротивлением формы.

8. Зависимость коэффициента лобового сопротивления таких тел, как шар, цилиндр и т. п., от числа Рейнольдса очень сложна (см. диаграмму 1.8.8–1 и график *а* диаграммы 1.8.8–7). Наибольшее значение c_x имеет место при очень малых числах Re'. По мере увеличения числа Рейнольдса коэффициент лобового сопротивления уменьшается, достигая при определенном значении Re' (порядка $2 \div 5\cdot10^3$) первого минимума. При дальнейшем увеличении Re' наблюдается небольшое возрастание c_x до некоторого постоянного значения, которое сохраняется примерно до $\mathrm{Re}' = 10^5 \div 2\cdot10^5$. После того как Re' достигнет этого значения (критического числа Рейнольдса), происходит резкое падение коэффициента c_x до второго минимума, который соответствует $\mathrm{Re}' = 3\cdot10^5 \div 5\cdot10^5$. Затем наступает следующее незначительное возрастание c_x. Но начиная примерно со значения $\mathrm{Re}' = 10^6$ коэффициент лобового сопротивления принимает почти постоянное значение.

9. Сложный характер зависимости коэффициента лобового сопротивления цилиндрических (сферических) препятствий от числа Рейнольдса обусловливается сильно изменяющейся картиной обтекания этих препятствий с ростом числа Re', начиная с очень малых его значений $(\mathrm{Re}' \ll 1)$ до очень больших ($\mathrm{Re}' = 10^6 \div 10^7$).

Наиболее существенным при этом является переход от стационарного характера обтекания препятствия к пульсирующему, наблюдающемуся для цилиндрических тел в диапазоне $\mathrm{Re}' = 30 \div 50$ и для сферических тел в диапазоне $\mathrm{Re}' = 130 \div 200$. По мере роста числа Re' весьма важным является образование и развитие ближнего аэродинамического следа, а затем пограничного слоя тела.

10. В диапазоне малых и умеренных чисел Рейнольдса $\mathrm{Re}' \leq (40 \div 50)$ формы обтекания рассматриваемых типов препятствий (рис. 1.185) последовательно сменяют одна другую:

а) $\mathrm{Re}' \ll 1$; при самых малых значениях числа Рейнольдса инерция потока пренебрежимо мала; поэтому он обтекает препятствие идеально плавно и симметрично с наветренной (лобовой) и подветренной (кормовой) стороны (рис. 1.185*а*);

б) $0{,}05 < \mathrm{Re}' < (5 \div 10)$ для цилиндра и $\mathrm{Re}' < (10 \div 24)$ для шара; в этом случае начинает проявляться влияние сил инерции. Наблюдается несколько большая изогнутость ли-

[1] Влияние сжимаемости потока (числа Маха) на лобовое сопротивление различных тел здесь не рассматривается. Этот вопрос подробно освещается в [155, 405, 641].

Справочник по гидравлике

ний тока, и они приближаются к поверхности тела с наветренной стороны. В результате возникает асимметрия линий тока с наветренной и подветренной стороны препятствия.

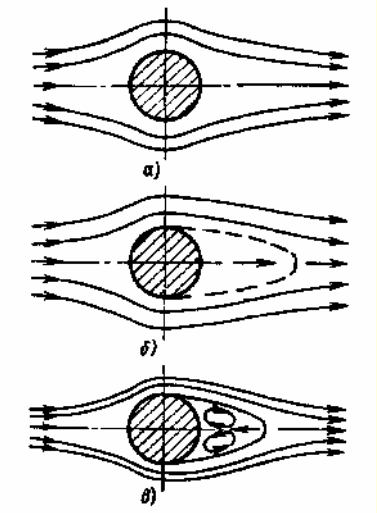


Рис. 1.185. Спектры потока в следе за сферическим телом при различных режимах обтекания в пределах малых и умеренных чисел Рейнольдса:
а – $Re' \le 1$; *б* – $0{,}05 < Re' < (5 \div 10)$; *в* – $(5 \div 10) < Re' \le (40 \div 50)$

За препятствием образуется обширная параболообразная заторможенная зона (нециркуляционный след, рис. 1.185*б*), в каждой точке которой скорость потока заметно ниже, чем в симметричной точке менее заторможенной лобовой зоны, образующейся перед препятствием. С увеличением числа Рейнольдса асимметрия линий тока возрастает, а длина и ширина заторможенной зоны сокращаются;

в) $(5 \div 10) < Re' < (40 \div 50)$ для цилиндра и $Re' < 130$ для шара; за цилиндром появляется пара противоположно направленных вихрей (рис. 1.185*в*), образующих стационарный рециркуляционный ближний след [за шаром при $Re' > (10 \div 24)$ возникает один тороидальный вихревой след]. Скорость потока в каждом вихре растет от центра к периферии по линейному закону. С увеличением числа Рейнольдса протяженность ближнего следа непрерывно увеличивается до момента потери устойчивости.

Для чисел Рейнольдса, превосходящих $Re' \approx 50$ (для цилиндра), показательны пять форм обтекания (рис. 1.186), см. пп. 11 – 15.

11. $(40 \div 50) < Re' < (150 \div 200)$. В начале этого диапазона чисел Рейнольдса более резко, чем до сих пор, изменяется схема обтекания: удлиняющиеся вихри ближнего следа теряют устойчивость и начинают отрываться от цилиндра попеременно с каждой стороны, уносясь потоком (вихревая дорожка Кармана, рис. 1.186*а*); с этого момента обтекание цилиндра принимает пульсирующий характер, так как при каждом отрыве вихря изменяется давление потока на тело.

Угол α, при котором начинается отрыв потока, растет с увеличением числа Рейнольдса и в рассматриваемом диапазоне Re' составляет 115 ÷ 130°. Длина следа x_L при $Re' = 50$ равна $2{,}5d_м$ и далее возрастает пропорционально значению Re'; ширина следа $b \approx 0{,}85 \div 1{,}05d_м$. Скорость обратного течения в следе на границе раздела вихрей возрастает приблизительно с 10 до 30 – 50% скорости набегания потока на цилиндр.

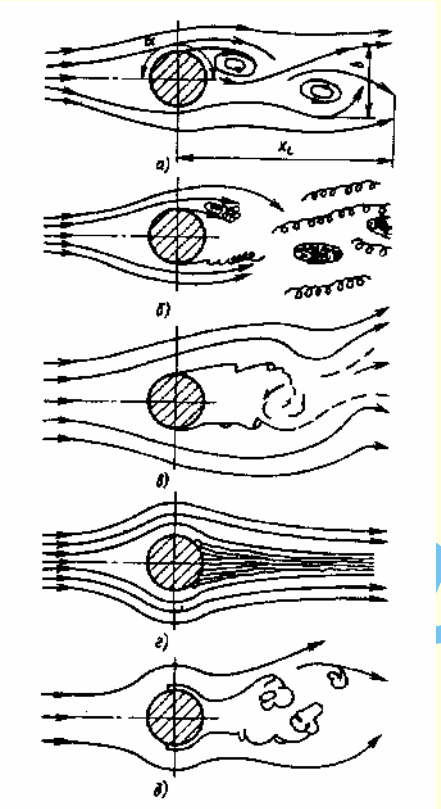


Рис. 1.186. Спектры потока в следе за сферическим телом при различных режимах обтекания при $Re' > 50$:
а – $(40 \div 50) < Re' < (150 \div 200)$; *б* – $(150 \div 200) < Re' < 1500$;
в – $1500 < Re' < 2 \cdot 10^5$; *г* – $2 \cdot 10^5 < Re' < 3{,}5 \cdot 10^6$;
д – $3{,}5 \cdot 10^6 < Re' < 8 \cdot 10^6$

Боковые границы следа неустойчивы, на них возникают хаотически движущиеся вихри, вызывающие в дальнейшем все возрастающее турбулентное перемешивание смежных слоев потока и обмен массами с внешним потоком.

Ближний след шарообразных и других трехмерных тел вращения характеризуется тем, что в нем образуется не пара, а один тороидальный вихрь, отрывающийся спиральными нитями. Длина этого вихря меньше, чем для цилиндра, а частота его отрыва вдвое больше.

12. $(150 \div 200) < Re' < 1500$. Заторможенная область перед препятствием постепенно уменьшается и становится малой по сравнению с его размером.

В итоге на лобовой стороне препятствия остается лишь тонкая пленка заторможенного потока, образующая раздваивающийся по обе стороны ламинарный пограничный слой (рис. 1.186*б*). Дойдя до некоторой точки близ миделева сечения тела ($\alpha \approx 80°$), пограничный слой отрывается от его поверхности и располагается уже по внешней границе ближнего следа. Достигнув конечной точки следа, он воссоединяется с таким же оторвавшимся пограничным слоем второй стороны тела. Причиной отрыва пограничного слоя является возрастание давления вдоль поверхности тела.

В результате такого явления донное давление растет. Одновременно в ближнем следе возникает нерегулярное течение, развивающееся в ясно выраженное турбулентное течение далее по каналу.

Справочник гидравлика

13. $1500 < \mathrm{Re}' < 2\cdot10^5$. Возникающая за телом турбулентность начинает проявляться с все более и более близкого к телу расстояния.

Вследствие этого точка перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный перемещается ближе к кормовой части цилиндра (шара).

Процесс перехода, не сопровождающийся процессом отрыва вихрей, начинается синусоидальными колебаниями, которые с ростом числа Рейнольдса усиливаются до точки перехода. Донное давление при этом значительно уменьшается, особенно в области $\mathrm{Re}' = 2\cdot10^3 \div 10^4$. Скорость на внешней границе оторвавшейся (свободной) струи увеличивается, а расстояние до точки воссоединения, наоборот, уменьшается. Переход к турбулентному течению при этом происходит весьма близко от точки отрыва пограничного слоя от тела.

В результате вблизи кормовой части тела возникают весьма интенсивные пульсации скорости, превосходящие по амплитуде усредненную скорость течения в тех же точках следа уже при $\mathrm{Re}' \approx 8\cdot10^3$.

При $\mathrm{Re}' > 5\cdot10^3$ за цилиндром наступает полное турбулентное перемешивание (рис. 1.186*в*).

14. $2\cdot10^5 < \mathrm{Re}' < 3{,}5\cdot10^6$. В этом критическом диапазоне чисел Рейнольдса в пограничном слое начинается переход от ламинарного режима течения к турбулентному. Отрыв пограничного слоя возникает еще при ламинарном режиме течения, приблизительно в том же месте на лобовой стороне цилиндра, что и при меньших числах Re'. За этим отрывом следуют смена режима течения и второй, уже турбулентный («пузырчатый») отрыв на кормовой стороне цилиндра. Регулярность и определенность отрыва пограничного слоя меньше, чем при меньших и больших числах Рейнольдса. Донное давление резко повышается, а зона действия отрыва сужается ($\alpha = 110 \div 120°$, рис. 1.186*г*). В результате при $\mathrm{Re}' \approx 5\cdot10^5$ происходит указанное выше скачкообразное кризисное снижение лобового сопротивления цилиндра. Для шара такое кризисное сопротивление соответствует $\mathrm{Re}' \approx 3\cdot10^5$

15. $3{,}5\cdot10^6 < \mathrm{Re}' < 8\cdot10^6$. Отрыв вихрей снова становится регулярным, однако теперь он появляется при турбулентном пограничном слое (рис. 1.186*д*).

Предполагается, что все дальнейшие изменения, связанные с увеличением числа Рейнольдса и сопровождающиеся сдвигом точки перехода режима течения к переходной точке застоя, будут относительно слабы.

16. Описанные в пп. 10 – 15 характерные диапазоны чисел Рейнольдса для различных форм обтекания цилиндра (шара) верны лишь при условии обтекания тела ламинарным или слаботурбулизированным потоком ($\varepsilon_\tau < 0{,}01\%$, где $\varepsilon_\tau = \sqrt{\dfrac{w'^2}{w_0}}$ степень турбулентности потока; w' – продольная пульсационная скорость потока, м/с).

Повышение степени турбулентности набегающего потока при каждом режиме обтекания приближает точку перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный к кормовой части тела и тем самым смещает характерный диапазон чисел Рейнольдса, и в частности критическую область, в которой наблюдается резкое снижение коэффициента c_x при меньших значениях Re' (см. график *б* диаграммы 1.8.8–7).

17. На положение точки перехода ламинарного пограничного слоя в турбулентный влияет и состояние обтекаемой поверхности (ее шероховатость $\overline{\Delta}$). Влияние различных неровностей поверхности состоит в том, что они возмущают ламинарное течение, перемещают точку перехода вперед (к лобовой части тела) и увеличивают участок с турбулентным пограничным слоем.

Для цилиндра (шара) кризис сопротивления наступает тем раньше, т. е. при тем меньшем числе Рейнольдса, чем больше шероховатость. Вместе с тем, чем выше $\overline{\Delta}$, тем больше значения $c_{x\min}$ и c_x в закритической области (см. диаграмму 1.8.8–2).

18. Начальная турбулентность набегающего потока существенным образом влияет и на лобовое сопротивление плохообтекаемых тел (с острыми кромками – особенно при $\varepsilon \le 10\%$).

Для кубических и призматических тел, а также для плоской пластинки, установленной нормально к потоку, зависимости c_x или, что то же, $\overline{c}_x = \dfrac{c_{x\varepsilon_{\tau>0}}}{c_{x\varepsilon_{\tau=0}}}$ от ε_τ качественно одинаковы и носят кризисный характер по числу ε_τ [154 – 157], что также связано с изменением характера обтекания. При небольшом увеличении интенсивности турбулентности набегающего потока коэффициент сопротивления $\overline{c}_x$ увеличивается (рис. 1.187), что связано с расширением зоны отрыва за телом. С дальнейшим ростом интенсивности турбулентности зона отрыва стабилизируется или несколько сужается вследствие передачи в нее энергии основного потока, что приводит к постоянству или уменьшению лобового сопротивления по сравнению с сопротивлением при малотурбулентном набегающем потоке.

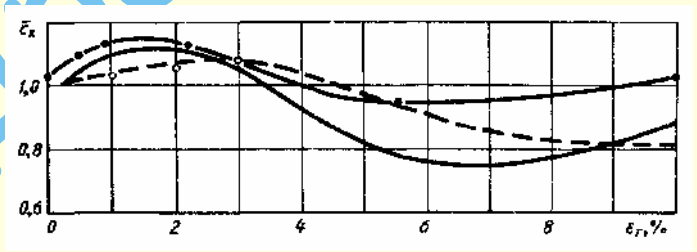


Рис. 1.187. Зависимость относительного коэффициента лобового сопротивления $\overline{c}_x$ кубического и призматического тела от степени турбулентности набегающего потока [155]

19. Коэффициент лобового сопротивления цилиндра при $\mathrm{Re}' \le 0{,}5$ можно вычислить по формуле Лемба [401]:

$$c_x = \frac{8\pi}{(2{,}002 - \ln \mathrm{Re}')\,\mathrm{Re}'}.$$

При $\mathrm{Re}' > 0{,}5$ величина c_x определяется по диаграмме 1.8.8–1.

20. Коэффициент лобового сопротивления шара при $\mathrm{Re}' < 0{,}5$ можно вычислить по формуле Стокса:

$$c_x = \frac{24}{\mathrm{Re}'},$$

а в диапазоне $0{,}5 \le \mathrm{Re}' \le 1{,}0$ – по формуле Озеена

$$c_x = \frac{24}{\mathrm{Re}'} + 4{,}5.$$

Справочник по гидравлике

В диапазоне $0{,}1 < \mathrm{Re}' < 10^3$ практически хорошее совпадение с опытом (при $\mathrm{Re}' = 3 \div 400$ ошибка < 2%) дает эмпирическая формула Л. С. Клячко [334][1]

$$c_x = \frac{24}{\mathrm{Re}'} + \frac{4}{(\mathrm{Re}')^{\frac{1}{3}}}.$$

21. Влияние степени турбулентности на коэффициент сопротивления шара может быть учтено по формуле Клеймена и Говина [329]

$$c_x = \frac{3990}{(\lg \mathrm{Re}')^{6,1}} - \frac{4,47 \cdot 10^5}{\left(\mathrm{Re}'^{1,8}\, \varepsilon_\tau^{0,97}\right)},$$

справедливой в диапазоне $400/\varepsilon_\tau < \mathrm{Re}' < 3 \cdot 10^4$ при $\varepsilon_\tau = 0{,}07 \div 0{,}35$ и условии малости масштаба турбулентности по сравнению с диаметром шара. До $\mathrm{Re}' = 8 \cdot 10^4$ близкое совпадение с опытом дает формула, предложенная А. Р. Хенвеном и Д. М. Ляховым [681],

$$c_x = A \exp\left[\left(n_1 + k_1 \ln \mathrm{Re}'\right) \ln \mathrm{Re}'\right],$$

где A = 26,555; $n_1 = -0{,}91528$; $k_1 = -0{,}049274$.

22. Для определения коэффициента лобового сопротивления частиц любой изометрической формы (формы правильного многогранника) при всех режимах обтекания И. А. Вахрушев [95] рекомендует обобщенную формулу

$$c_x = \left(\frac{28,47}{\mathrm{Re}' \lg\left(\frac{15,38}{\varphi}\right)} + \frac{4,565\varphi}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}} - \frac{0,491\varphi}{\sqrt{\mathrm{Re}'}} \right) \times$$
$$\times \left\{1 - \mathrm{th}\left[0,01282\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0,9805)\right]\right\} +$$
$$+2,86(\varphi - 0,8531)\,\mathrm{th}\left[0,01282\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0,9805)\right] +$$
$$+\left(7,76 - 2,86\varphi - \frac{4,88}{\varphi}\right) \times$$
$$\times\, \mathrm{th}\left[0,001404\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0,9038)\right], \qquad (1.308)$$

где φ – коэффициент несферичности чистиц, равный отношению площади поверхности частицы к площади поверхности шара, равновеликого ей по объему; в качестве определяющего размера частиц, входящего в число Рейнольда, принимается диаметр равновеликого шара: $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_э}{\nu}$.

23. При φ = 1 (шар) формула (1.308) принимает вид

$$c_x = \left(\frac{24}{\mathrm{Re}'} + \frac{4,565}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}} - \frac{0,491}{\sqrt{\mathrm{Re}'}} \right) \times$$
$$\times \left[1 - \mathrm{th}\left(0,00025\,\mathrm{Re}'\right)\right] + 0,42\,\mathrm{th}\left(0,00025\,\mathrm{Re}'\right) +$$
$$+0,02\,\mathrm{th}\left(0,0001\,\mathrm{Re}'\right).$$

Эта формула верна для всего диапазона чисел Re′ практически от 0 до $\mathrm{Re}'_{кр}$.

В интервале $0 < \mathrm{Re}' \le \frac{53,5}{\varphi - 0,9732}$ с точностью до 10% можно пользоваться формулой

$$c_x = \frac{28,47}{\mathrm{Re}' \lg\left(\frac{15,38}{\varphi}\right)} + \frac{4,565\varphi}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}} - \frac{0,491\varphi}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}.$$

Для шара этот интервал составляет $0 < \mathrm{Re}' \le 2000$.

24. В интервале $\mathrm{Re}' \ge \frac{150}{\varphi - 0,9732}$ с точностью до 5% можно пользоваться формулой

$$c_x = 2,86(\varphi - 0,8531)\,\mathrm{th}\left[0,01282\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0,9805)\right] +$$
$$+\left(7,76 - 2,86\varphi - \frac{4,88}{\varphi}\right) \times \mathrm{th}\left[0,00104\,\mathrm{Re}'(\varphi - 0,9038)\right].$$

25. Влияние степени турбулентности на коэффициент лобового сопротивления цилиндра может быть учтено приближенно

$$c_{x\varepsilon_{\tau>0}} = \bar{c}_x c_{x\varepsilon_{\tau\approx 0}},$$

где $c_x = f_1(\mathrm{Re}')$ и $\bar{c}_x = f(\mathrm{Re}')$ принимаются по соответствующим графикам диаграммы 1.8.8–1.

Величина $\bar{c}_x$ определена по кривым $c_x = f_1(\mathrm{Re}')$, полученным при $\bar{t} = \frac{t}{d_м} = 7{,}7$ и различных ε_τ %, и по кривой $c_x = f\left(\frac{1}{\bar{t}}\right)$ [154 – 157].

26. Коэффициент лобового сопротивления цилиндра и других удлиненных тел зависит от удлинения $\bar{t} = \frac{t}{d_м}$; при этом с увеличением $\bar{t}$ коэффициент лобового сопротивления возрастает.

27. Коэффициент лобового сопротивления плоской пластинки, установленной поперек потока, при $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 D_0}{\nu}$ и $\frac{w_0 a_0}{\nu} > 1000$ практически постоянен и составляет $c_x = 1{,}12 \div 1{,}16$.

---

[1] Удовлетворительное совпадение с опытом (со средней погрешностью ± 10%, а в интервале $10 < \mathrm{Re}' < 10^2$ – до 36,9%) обеспечивает формула Г. А. Адамова [8] для всего диапазона чисел Рейнольдса, вплоть до наступления кризиса сопротивления:

$$c_x = \frac{24\left[1 + (0,0167\,\mathrm{Re}')^{\frac{1}{n}}\right]^n}{\mathrm{Re}'}$$ – для тел любых форм;

$$c_x = \frac{24\left[1 + (0,065\,\mathrm{Re}')^{\frac{3}{2}}\right]^{\frac{3}{2}}}{\mathrm{Re}'}$$ – для сферических тел.

В диапазоне $0{,}1 < \mathrm{Re}' < 20$ близкое совпадение с опытом обеспечивает формула [867]:

$$c_x = \frac{24}{\mathrm{Re}'} + 1,66,$$

а в диапазоне $0{,}5 < \mathrm{Re}' < 10^3$ – формула Румпфа [980]:

$$c_x = \frac{21}{\mathrm{Re}'} + \frac{6}{\sqrt{\mathrm{Re}'}} + 0,28.$$

Аналогичные формулы приводятся и в других работах, например в работе Танака [1024].

Справочник по гидравлике

Для прямоугольной пластинки коэффициент лобового сопротивления зависит от соотношения сторон $\frac{d_м}{l_1}$ и меняется от $c_x = 1{,}12 \div 1{,}16 \left(\text{при } \frac{d_м}{l_1} = 1\right)$ до $c_x \approx 2{,}0 \left(\text{при } \frac{d_м}{l_1} \to 0\right)$.

При наличии отверстия в круглой пластинке c_x изменяется примерно параболически от 1,12 – 1,16 (при $d = 0{,}2D_0$) до 1,78 (при $d = 0{,}8D_0$).

28. Если в одном сечении трубы расположено несколько тел (комплект тел в общем случае разных форм и размеров), то суммарный коэффициент местного сопротивления этих тел подсчитывается по формуле автора [45], верной при $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ и $\mathrm{Re} > 10^4$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_2 \sum_{i=1}^{n_т} c_{xi} \frac{\frac{S_{мi}}{F_0}\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{3}{m}}}{\left(1 - \sum_{i=1}^{n_т} \frac{\tau_i S_{мi}}{F_0}\right)^3},$$

где i – порядковый номер тела данного комплекта; $n_т$ – общее число тел в комплекте.

29. Лобовое сопротивление двух тел (шаров, цилиндров, пластинок и др.), устанавливаемых одно за другим по потоку, отличается от простой суммы лобовых сопротивлений этих тел, взятых изолированно одно от другого; при этом коэффициент сопротивления каждого тела (или их суммарный коэффициент сопротивления) зависит от относительного расстояния (продольного калибра) $\bar{l} = \frac{l_2}{d_м}$ между ними.

30. Если два цилиндра установлены по потоку вплотную один к другому, то второй цилиндр погружается полностью в вихревую зону, создаваемую передним цилиндром (рис. 1.188); поэтому он не может вызывать лобового сопротивления. При этом разрежение, существующее за первым цилиндром, больше разрежения за вторым цилиндром. Это приводит к тому, что разность давлений, получаемая у второго цилиндра, создает силу, направленную против потока, вследствие чего c_x второго цилиндра получается отрицательным, а суммарный коэффициент лобового сопротивления обоих цилиндров понижается. С увеличением относительного расстояния между цилиндрами эффект подсасывания заднего цилиндра к переднему ослабляется.

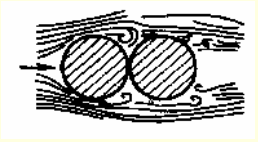


Рис. 1.188. Схема потока при обтекании двух цилиндров, установленных вплотную друг к другу

Но поскольку задний цилиндр остается в аэродинамической «тени», т. е. в заторможенной и сильно турбулизированной зоне первого цилиндра, его коэффициент лобового сопротивления при дальнейшем увеличении $\bar{l}$ продолжает оставаться ниже c_x изолированного цилиндра, медленно приближаясь к этому значению.

Пониженное значение c_x получается не только для цилиндров, но и для любых тел, находящихся в аэродинамической «тени» впереди стоящих тел.

31. Среднее значение коэффициента $c_{x\,ср}$ лобового сопротивления и соответственно коэффициент ζ_1 местного гидравлического сопротивления, отнесенного к одному телу продольного ряда, возрастают с уменьшением числа $n_т$ этих тел в ряду, начиная примерно с $n_т = 5$. При $n_т > 6 \div 50$ устанавливаются практически постоянные средние значения c_{xcp} и ζ_1, соответствующие данному относительному расстоянию $\frac{l_2}{d_м}$ между телами продольного ряда (см. графики диаграмм 1.8.8–12 и 1.8.8–13).

32. Для цилиндров, установленных по диаметру трубы в одном продольном ряду, значение ζ_1 может быть вычислено по формулам, предложенным П. И. Быстровым и В. С. Михайловым [84] и приведенным на диаграмме 1.8.8–13.

33. При размещении в трубе комплектов тел, каждый из которых расположен продольными рядами, коэффициент $\lambda_м$ местного сопротивления этого комплекта на участке в один калибр (за калибр принимается гидравлический диаметр сечения трубы) вычисляется по формуле [45], верной примерно при $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ и $\mathrm{Re}' > 10^4$:

$$\lambda_м \equiv \frac{\Delta p}{\left(\frac{\rho w_0^2}{2}\right)\cdot\left(\frac{L}{D_г}\right)} = k_2 \sum_{i=1}^{n_р} c_{x1i} \frac{\frac{S_{мi}}{F_0}\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{3}{m}}}{\left(\frac{d_м}{D_г}\right)_i \bar{l}_i \left(1 - \sum_{i=1}^{n_р} \frac{\tau_i S_{мi}}{F_0}\right)^3},$$

где i – порядковый номер тела данного комплекта или, что то же, порядковый номер продольного ряда тел; $n_р$ – общее число продольных рядов; c_{x1i} – коэффициент лобового сопротивления одиночного тела i-го продольного ряда, определяемого в зависимости от формы профиля тела, числа Рейнольдса Re' и других параметров (см. диаграммы десятого раздела).

34. Коэффициент гидравлического сопротивления комплекта тел на рассчитываемом участке L трубы

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_м \frac{L}{D_г}.$$

Коэффициент сопротивления трения прямого участка трубы

$$\zeta_{уч} = \zeta_{тр} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \lambda_{тр} \frac{L}{D_г}.$$

Отсюда

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left(\lambda_м + \lambda_{тр}\right)\frac{L}{D_г},$$

где $\lambda_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения, определяемый как λ, по диаграммам 1.7–1 – 1.7–6.

35. Важным фактором, влияющим на коэффициент лобового сопротивления тела, является форма его профиля. Чем более обтекаемую форму имеет тело, тем меньше отрыв потока и вихреобразование, а следовательно, меньше его лобовое сопротивление. Поэтому там, где это только возможно, следует использовать тела обтекаемой формы. Удобообтекаемая форма профиля тела характеризуется плавно закругленной передней частью и более длинной клинообразной задней частью (рис. 1.189).

Справочник по гидравлике

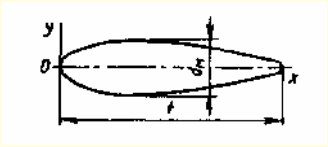


Рис. 1.189. Профиль удобообтекаемого тела

Чем резче за миделевым сечением тела сужается профиль (и соответственно замедляется поток), тем раньше вверх по потоку наступит отрыв его и тем интенсивнее вихреобразование за телом. Удачно подобрав профиль хвостовой части тела, можно значительно отодвинуть начало отрыва потока к задней кромке тела или совсем избежать отрыва.

36. Для построения некоторых профилей тел удобообтекаемой формы в табл. 1.61 приводятся значения их безразмерных координат (см. рис. 1.189).

37. К телам удобообтекаемых форм относятся и эллиптические цилиндры, а также круговые цилиндры, снабженные задними обтекателями. Для таких тел коэффициент лобового сопротивления получается выше, чем для тел, профилированных по данным табл. 1.61. Однако ввиду большей простоты построения такие тела часто применяются на практике.

38. Лобовое сопротивление плохообтекаемых тел (рис. 1.190) может быть существенно снижено (на 40% [559]) путем устройства на хвостовой части тела выемок (рис. 1.190, модель *2*). Одной из причин такого снижения сопротивления может быть разрушение развивающихся в оторвавшемся пограничном слое вихрей возмущениями потока, создаваемыми выемками.

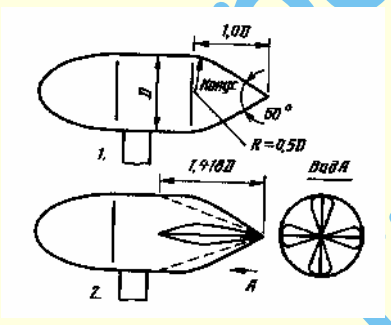


Рис. 1.190. Схема плохообтекаемых тел вращения [559]:
1 – без выемок; *2* – с выемками через 90°, представляющими собой двугранный угол 90°

39. Лобовое сопротивление плохообтекаемых тел (табл. 1.62) значительно снижается при устройстве плавных обтекателей впереди и позади тела, а также при установке соответствующих экранов перед телом или даже за ним [441].

40. Коэффициент лобового сопротивления системы тел (стержней) в виде фермы или другого подобного устройства зависит от формы поперечного сечения стержней, способа связи стержней в узлах, направления набегающего потока, а также от числа Рейнольдса. Влияние направления набегающего потока для такой системы получается сложнее, чем для одиночного тела, так как при этом меняется ориентировка задних элементов системы относительно аэродинамической «тени», расположенных впереди элементов системы (рис. 1.191).

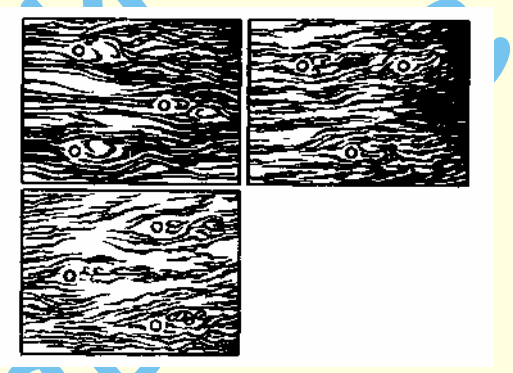


Рис. 1.191. Спектр потока при обтекании стоек фермы

41. Коэффициент местного сопротивления фермы, помещенной в трубе,

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (1 \div 1{,}15) c^*_{x\alpha} \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1 - \frac{S_м}{F_0}\right)^3},$$

где $\frac{S_м}{F_0}$ – степень заполнения элементами фермы поперечного сечения трубы; $S_м$ – суммарная миделева площадь всех элементов фермы.

Таблица 1.61

Координаты $\frac{2y}{d_м}$ удобообтекаемых профилей

Профиль	$\frac{x}{t}$											
	0	0,05	0,10	0,20	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
1	0	0,528	0,720	0,917	0,987	1,00	0,960	0,860	0,737	0,568	0,340	0
2	$r = 0{,}08$ [1]	0,490	0,750	0,960	1,00	0,980	0,930	0,840	0,720	0,560	0,370	$r = 0{,}10$
3	0	0,530	0,720	0,940	1,00	0,995	0,940	0,860	0,710	0,520	0,300	0

[1] r – радиус закругления лобовой и хвостовой части профиля.

Коэффициент лобового сопротивления фермы при данном числе Рейнольдса $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$ и данном угле направления набегающего потока α [671]

$$c^*_{x\alpha} = \frac{c_{x\alpha} c^*_{x0}}{c_{x0}},$$

где c_{x0}, c^*_{x0} и $c_{x\alpha}$ – коэффициенты лобового сопротивления фермы соответственно при α = 0 и Re′ = Re′$_1$, при α = 0 и искомом числе Re и при искомом α и числе Re′$_1$, при котором получена зависимость $c_{x\alpha} = f(\alpha)$

42. В практике расчетов шахтных стволов и выработок было принято оперировать размерным коэффициентом аэродинамического сопротивления, выражающимся через λ (в $\frac{кг \cdot с^2}{м^4}$):

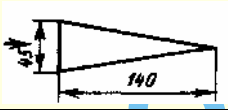
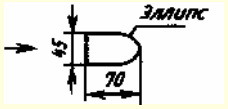
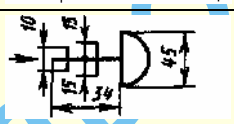
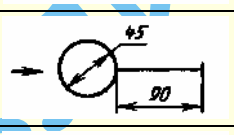
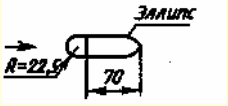
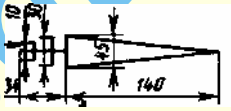
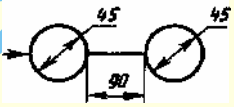
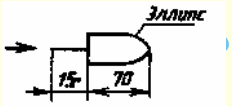
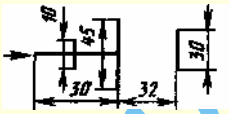
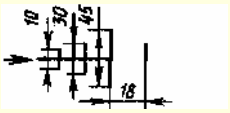
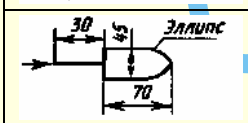
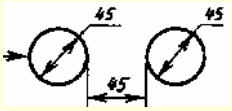
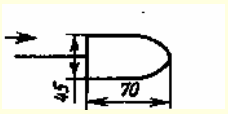
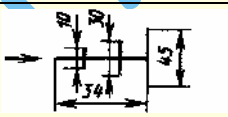
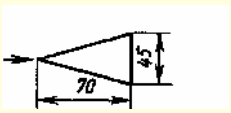
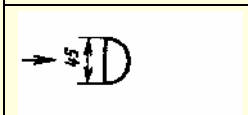
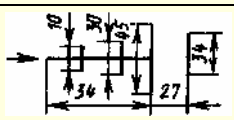
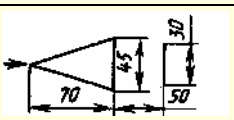
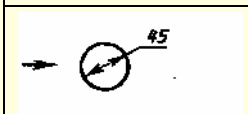
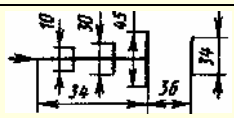
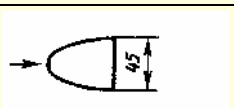
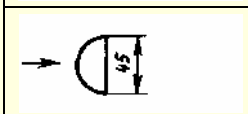
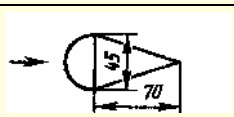
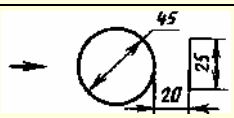
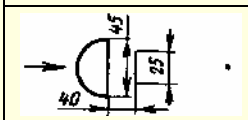
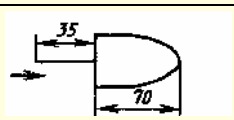
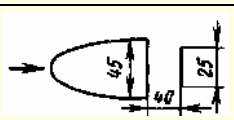
$$\alpha_ш = \frac{\rho}{2g} \cdot \frac{\lambda}{4}.$$

Сопротивление участка ствола (выработки) выражается через коэффициент $\alpha_ш$, (в Па):

$$\Delta p = 9{,}8 \alpha_ш w_0^2 \frac{4L}{D_г} = 9{,}8 \alpha_ш \left(\frac{Q}{F_0}\right)^2 \frac{П_0}{F_0} L.$$

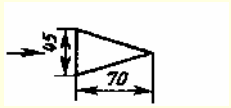
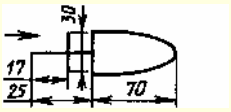
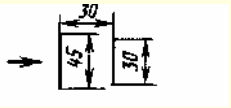
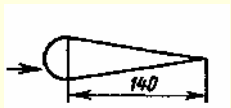
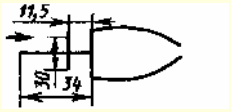
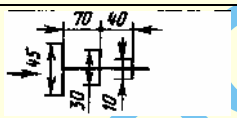
Таблица 1.62

Коэффициенты снижения лобового сопротивления плохообтекаемых тел

Форма тела	$\bar{c}_x = \frac{c_x}{c_{x0}}$	Форма тела	$\bar{c}_x = \frac{c_x}{c_{x0}}$	Форма тела	$\bar{c}_x = \frac{c_x}{c_{x0}}$
	1,0		0,65		0,25
	0,65		0,46		0,33
	0,19		0,26		0,56
	0,76		0,53		0,43
	0,63		0,27		0,34
	0,67		0,46		0,43
	1,16		0,40		0,35
	0,34		0,39		0,31
	0,47		0,29		0,30
	0,30		0,62		0,27

Справочник по гидравлике

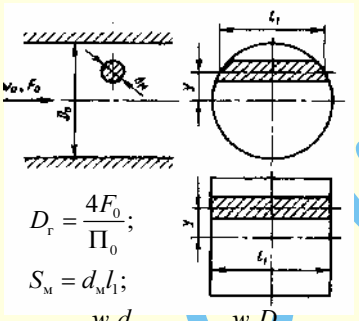
Продолжение таблицы 1.62

Форма тела	$\bar{c}_x = \frac{c_x}{c_{x0}}$	Форма тела	$\bar{c}_x = \frac{c_x}{c_{x0}}$	Форма тела	$\bar{c}_x = \frac{c_x}{c_{x0}}$
	1,07		0,37		0,75
	0,11		0,36		0,80

Обозначение: c_{x0} – коэффициент лобового сопротивления пластины, устанавливаемой нормально к потоку.

1.8.8.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Цилиндр (круговой, гладкий) в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **[155, 811, 967]**	**Диаграмма 1.8.8 – 1**



$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$;

$S_м = d_м l_1$;

$\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 D_г}{\nu}$

при $\mathrm{Re}' > 5 \cdot 10^5$:

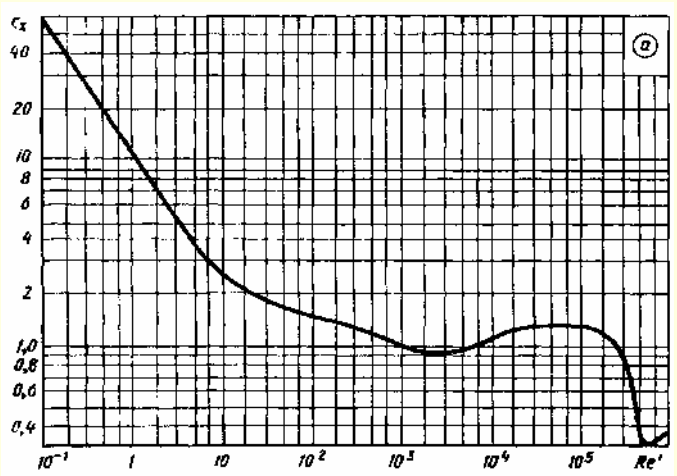
$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1 - 0,5\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}},$$

где при $\varepsilon_т \le 0,01\%$, $c_x = f(\mathrm{Re}')$ см. график *а*; при $\varepsilon_т > 0,01$ $c_{x\varepsilon_т > 0,01} = \bar{c}_x c_x$; $\bar{c}_x = \frac{c_{x\varepsilon_т > 0,01}}{c_{x\varepsilon_т \le 0,01}}$ см. кривые $\bar{c}_x = f_2(\mathrm{Re}')$ графика *б*;

$\varepsilon_т = \sqrt{\frac{\overline{w'^2}}{w_0}}$ – степень турбулентности.

При $\mathrm{Re}' \ge 2 \cdot 10^4$, $\zeta = c_{x0} S_м F_0 \left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}$, где c_{x0} см. график *в*;

$\varepsilon_т \approx 0,01\%$



Re′	0,1	0,5	1,0	5	10	$5 \cdot 10$	10^2	$5 \cdot 10^2$	10^3	$5 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$
c_x	59,0	22,5	10,0	4,50	2,65	1,65	1,50	1,20	1,00	0,90	1,05	1,20

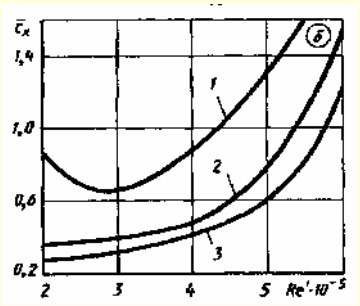
Re′	$5 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$7 \cdot 10^5$	$8 \cdot 10^5$	10^6
c_x	1,25	1,25	1,20	1,10	0,80	0,60	0,32	0,30	0,32	0,35

Справочник по гидравлике

Продолжение

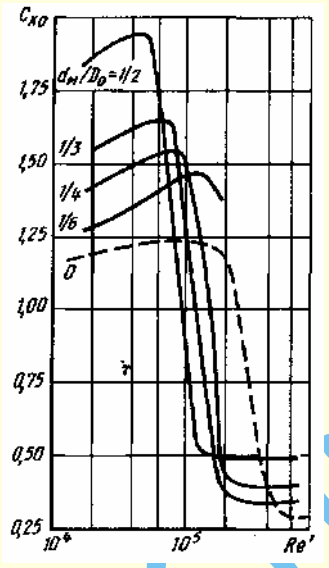
Цилиндр (круговой, гладкий) в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ [155, 811, 967]

Диаграмма 1.8.8 – 1



Значения c_x

№ кривой ($\varepsilon_т$, %)	Re′·10⁻⁵								
	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
1 (0,3)	0,84	0,69	0,67	0,74	0,88	1,08	1,30	1,64	2,80
2 (0,8)	0,36	0,38	0,40	0,42	0,48	0,59	0,80	1,10	1,57
3 (5,5)	0,28	0,29	0,32	0,36	0,42	0,50	0,62	0,81	1,25

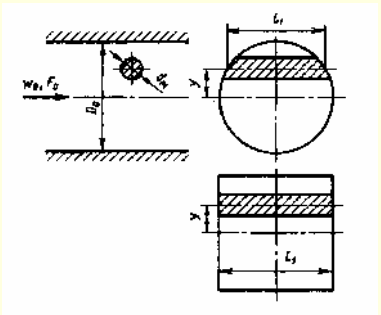


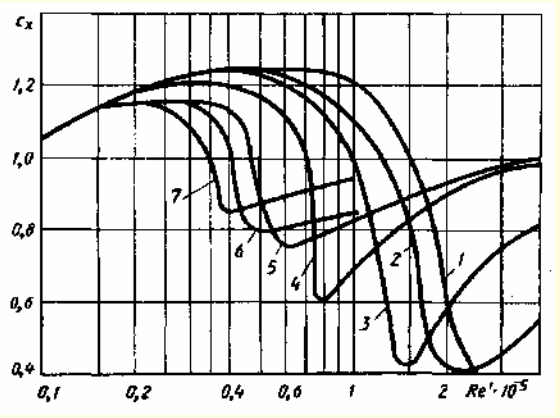
Значения c_{x0} ($\varepsilon_т \approx 0,01\%$)

$\frac{d_м}{D_0}$	$\frac{S_м}{F_0}$	Re′·10⁻⁵							
		0,2	0,4	0,6	0,8	1	2	4	6
0,50	0,25	1,95	1,92	1,75	1,38	0,88	0,50	0,50	0,50
0,33	0,111	1,54	1,60	1,63	1,62	1,32	0,35	0,34	0,34
0,25	0,0625	1,41	1,49	1,52	1,53	1,50	0,40	0,38	0,38
0,167	0,028	1,28	1,35	1,39	1,42	1,44	1,35	–	–

Цилиндр (круговой, шероховатый) в трубе; плоскопараллельное обтекание (начальная турбулентность несколько повышена); $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$; [813]

Диаграмма 1.8.8 – 2





$$S_м = d_м l_1;$$

$$\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1-0,5\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}},$$ где $c_x = f\left(\mathrm{Re}', \bar{\Delta}\right)$ см. график;

Справочник по гидравлике

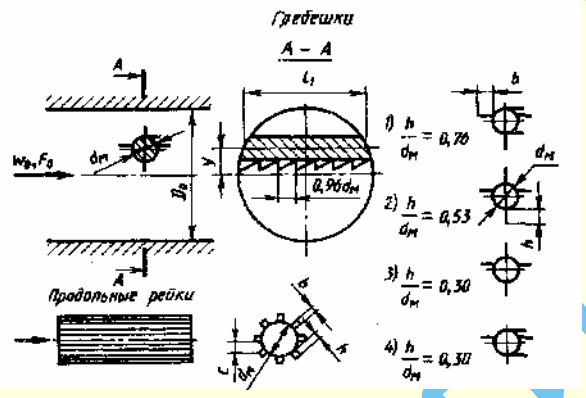
Продолжение

Цилиндр (круговой, шероховатый) в трубе; плоскопараллельное обтекание (начальная турбулентность несколько повышена); $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$; [813]	**Диаграмма 1.8.8 – 2**

Значения c_x

$\bar{\Delta}\cdot 10^4$	$\mathrm{Re}'\ 10^{-5}$																	
	1,0	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	8,0	9,0	10	15	20	40
0 (кривая *1*)	1,05	1,18	1,21	1,23	1,24	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,23	1,20	1,00	0,60	–
5 (кривая *2*)	1,05	1,18	1,20	1,22	1,24	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,21	1,18	1,15	1,10	0,80	0,40	0,55
20 (кривая *3*)	1,05	1,18	1,21	1,23	1,24	1,25	1,24	1,23.	1,22	1,20	1,18	1,15	1,10	1,06	1,00	0,42	0,60	0,82
40 (кривая *4*)	1,05	1,18	1,20	1,20	1,20	1,20	1,18	1,17	1,15	1,12	1,07	1,00	0,60	0,65	0,70	0,83	0,90	0,98
70 кривая *5*)	1,05	1,15	1,15	1,15	1,15	1,13	1,10	0,90	0,80	0,76	0,75	0,77	0,78	0,80	0,82	0,90	0,98	1,00
90 (кривая *6*)	1,05	1,15	1,15	1,15	1,10	1,06	0,83	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,85	–	–	–
200 (кривая *7*)	1,05	1,15	1,15	1,12	1,00	0,85	0,86	0,87	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	–	–	–

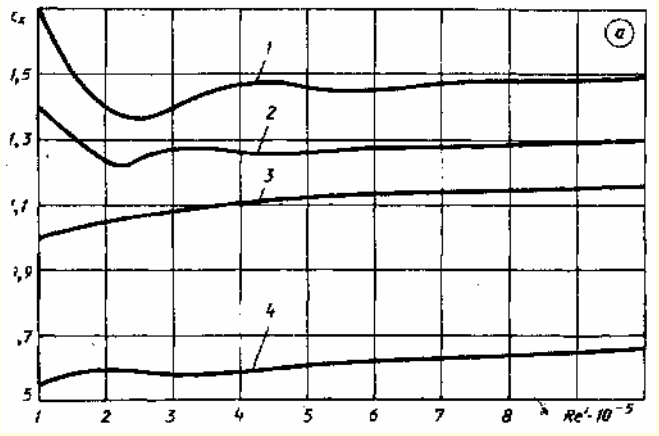
Цилиндры (круговые) с гребешками или рейками, помещенные одиночно в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$; [157]	**Диаграмма 1.8.8 – 3**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = (1 \div 1,1)c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1-0,5\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}},$$

С гребешками $c_x = f(\mathrm{Re}')$ см. график *а*;

$S_м = (d_м + h)l_1$; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$



Значения c_x при $\alpha = 0^\circ$; $\frac{b}{d_м} = 1$

№ кривых и гребешков	$\mathrm{Re}'\cdot 10^{-5}$				
	1	2	3	4	5
1	1,70	1,40	1,40	1,47	1,46
2	1,40	1,25	1,27	1,26	1,26
3	1,0	1,05	1,08	1,11	1,12
4	0,55	0,59	0,59	0,59	0,61

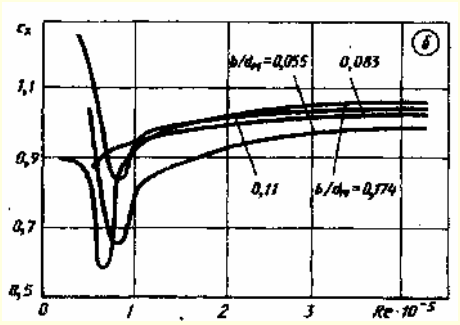
№ кривых и гребешков	$\mathrm{Re}'\cdot 10^{-5}$			
	6	7	8	10
1	1,45	1,46	1,48	1,48
2	1,28	1,29	1,29	1,29
3	1,13	1,14	1,15	1,16
4	0,62	0,63	0,64	0,65

Гидравлике

Продолжение

Цилиндры (круговые) с гребешками или рейками, помещенные одиночно в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$; [157]

Диаграмма 1.8.8 – 3



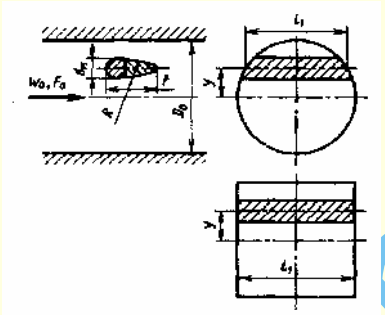
Значения c_x при $\frac{c}{h} = 0{,}83$

$\frac{h}{d_м}$	$\frac{b}{d_м}$	$Re' \cdot 10^{-5}$							
		0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2	3	≥ 4
0,027	0,055	1,05	0,92	0,66	0,80	0,88	0,93	0,97	0,99
0,041	0,083	0,88	0,90	0,94	0,95	0,98	1,00	1,02	1,03
0,055	0,110	1,15	1,08	0,85	0,94	1,00	1,01	1,04	1,05
0,087	0,174	0,85	0,61	0,70	0,93	0,99	1,01	1,05	1,06

С продольными рейками $c_x = f(\mathrm{Re}')$ см. график *б*.

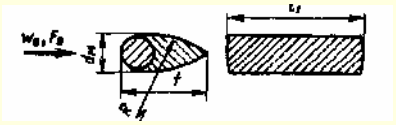
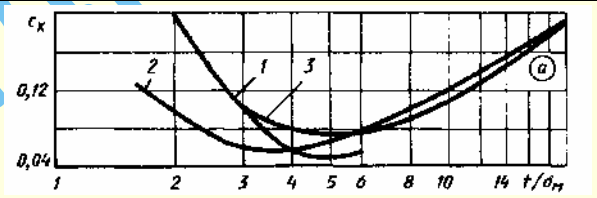
Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$; [182, 374, 375, 743, 811]

Диаграмма 1.8.8 – 4

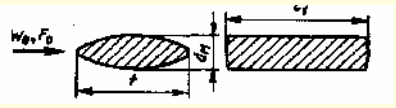


$$S_м = d_м l_1;\ \mathrm{Re}'_м = \frac{w_0 d_м}{\nu};\ \mathrm{Re}'_t = \frac{w_0 t}{\nu}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_2 c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1-\tau\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}$$

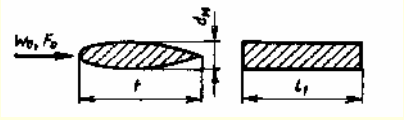
Наименование распорки и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x
Круговой цилиндр с обтекателем; $\mathrm{Re}'_м > 10^6$ 	 Кривая *1* графика *а* ($\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$)

$t/d_м$	2	3	3,5	4,0
$R_0/d_м$	0	4,0	6,0	8,0
c_x	0,20	0,10	0,07	0,06

Профилированная распорка, $\mathrm{Re}'_м > 10^6$ 

Кривая *2* графика *а* ($\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$)

$\frac{t}{d_м}$	2	3	4	5	6	8	12	14	20
c_x	0,09	0,06	0,06	0,07	0,08	0,10	0,14	0,16	0,19

Профили различной длины; $\mathrm{Re}'_м \approx 10^6$ 

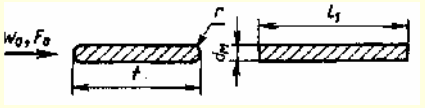
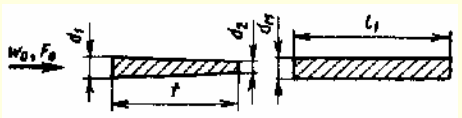
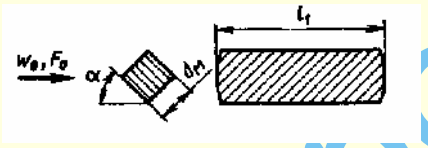
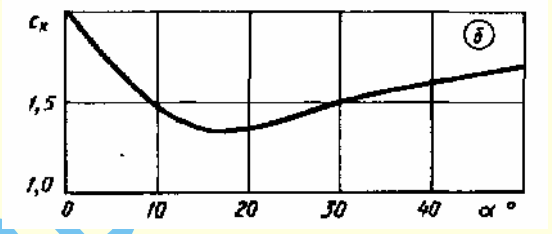
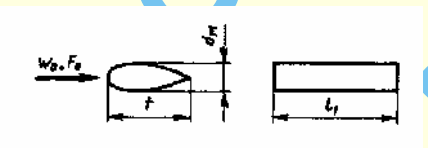
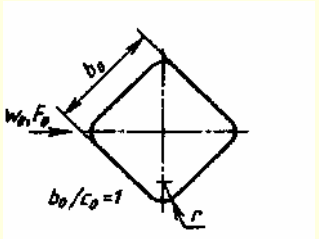
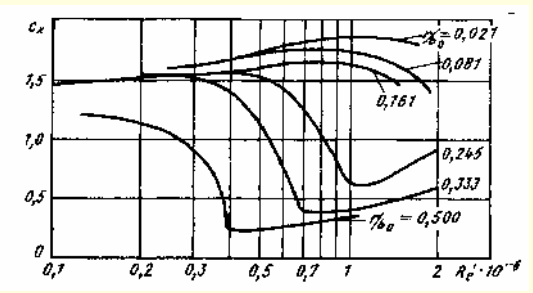
Кривая *3* графика *а* ($\tau \approx 0{,}5$; $k_2 = 1{,}0$)

$\frac{t}{d_м}$	3,0	5,0	8,0	12	18
c_x	0,10	0,080	0,096	0,13	0,193

Справочник по гидравлике

Продолжение

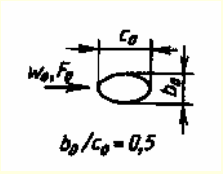
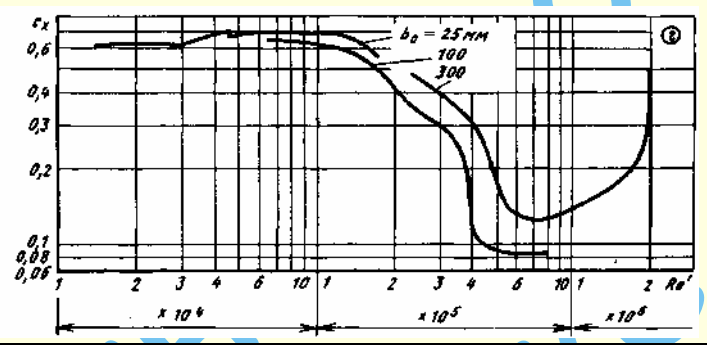
Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$; **[182, 374, 375, 743, 811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 4**

Наименование распорки и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x							
Пластинка с закругленными краями. $\frac{r}{d_м} = 0,5$ 	$\mathrm{Re}'_м$	$5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^6$	$\tau \approx 0,5$; $k_2 = 1,0$				
	c_x	0,78	0,66					
Клинообразная пластинка; $\frac{d_1}{t} = 0,0417$; $\frac{d_2}{t} = 0,025$ 	Re'_t	$5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^6$	$\tau \approx 0,5$; $k_2 = 1,0$				
	c_x	0,53	0,46					
Квадратный брус: $\mathrm{Re}'_м \approx 10^6$ 	α°	0	10	20	30	40	50	$\tau \approx 0,5$; $k_2 = 1,0$
	c_x	2,00	1,43	1,35	1,50	1,52	1,54	
								
Профилированная стальная труба (каплеобразный профиль); $\mathrm{Re}'_м > 5 \cdot 10^4$ 	$\frac{l}{d_x}$	3,0	5,0					
	c_x	0,1	0,2					
	$\tau \approx 0,5$; $k_2 = 1,0$							
Профилированная проволока; $\mathrm{Re}'_м > 3 \cdot 10^3 \div 10^4$ 	$c_x = 0,3 \div 0,4$ $\tau \approx 0,5$; $k_2 = 1,0$							
								

Справочник по гидравлике

Продолжение

Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$; **[182, 374, 375, 743, 811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 4**

Наименование распорки и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x
	$\tau \approx 0,5$; $k_2 = 1,0$ 

$$Re'_м = \frac{w_0 d_м}{\nu} = 10^5$$

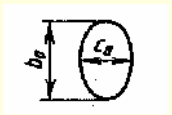
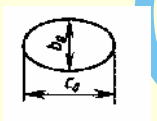
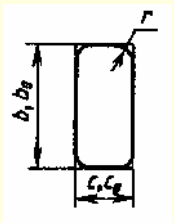
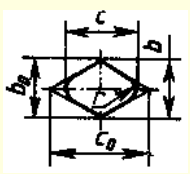
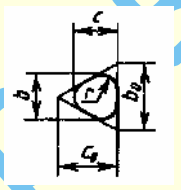
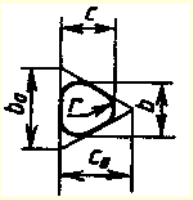
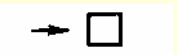
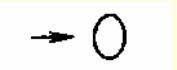
Схема распорки	$\frac{c_0}{b_0}$	$\frac{r}{b_0}$	c_x	τ	k_2
	1:2 1:2 1:2	– – –	1,6	~0,5	~1,0
	2:1 2:1 2:1	– – –	0,6	0,5	1,0
	1:2 1:2 1:2	0,021 0,021 0,021	2,5	~0,8	~1,0
	1:2	0,083	1,9	~0,8	~1,0
	1:2 1:2	0,250 0,250	1,6	0,5	1,0
	2:1 2:1 2:1	0,042 0,042 0,042	1,1	0,5	1,0
	2:1	0,167	1,1	0,5	1,0
	2:1 2:1	0,333 0,333	1,1	0,5	1,0

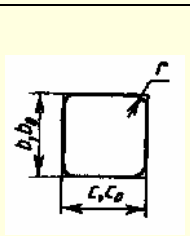
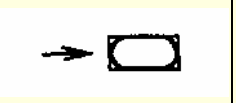
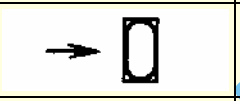
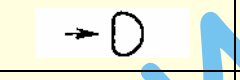
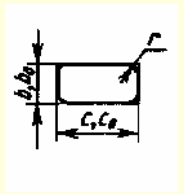
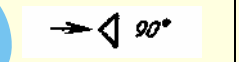
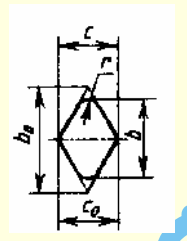
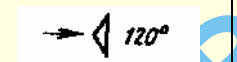
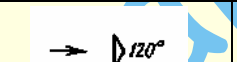
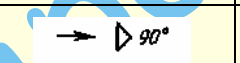
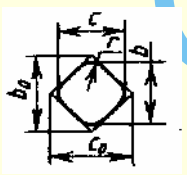
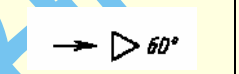
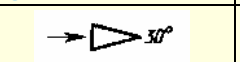
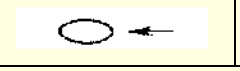
Схема распорки	$\frac{c_0}{b_0}$	$\frac{r}{b_0}$	c_x	τ	k_2
	1:1 1:1 1:1	0,021 0,021 0,021	1,2	0,5	1,0
	1:1	0,083	1,3	0,5	1,0
	1:1 1:1	0,250 0,250	1,1	0,5	1,0
	1:1 1:1 1:1	0,021 0,021 0,021	2,0	~1,0	~1,0
	1:1	0,083	1,9	~1,0	~1,0
	1:1 1:1	0,250 0,250	1,8	~1,0	~1,0
	–	0,37	0,75	~0,5	~1,0
	2	–	0,5	~0,5	~1,0
	0,5	–	1,6 – 1,7	~0,5	~1,0

Справочник гидравлика

Продолжение

Распорки в трубе; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$; **[182, 374, 375, 743, 811]**

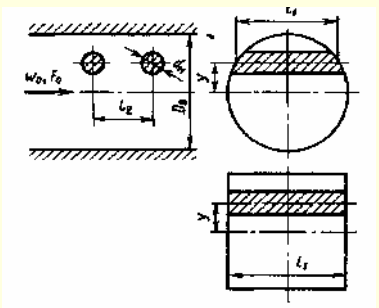
Диаграмма 1.8.8 – 4

Схема распорки	$\frac{c_0}{b_0}$	$\frac{r}{b_0}$	c_x	τ	k_2	Схема распорки	$\frac{c_0}{b_0}$	$\frac{r}{b_0}$	c_x	τ	k_2
	1:1 1:1 1:1	0,021 0,021 0,021	2,0	0,5	1,0		1,5	0,10	0,5 ÷ 0,6	0,5	1,0
	1:1	0,167	1,2	0,5	1,0		0,67	0,16	1,5	~1,0	~1,1
	1:1 1:1	0,333 0,333	1,0	0,5	1,0		0,67	–	1,5	~1,0	~1,1
	2:1 2:1 2:1	0,042 0,042 0,042	1,4	0,5	1,0		1,85	–	1,0	0,5	1,0
	2:1	0,167	0,7	0,5	1,0		1,00	–	1,3 – 1,45	0,5	1,0
	2:1 2:1	0,500 0,500	0,4	0,5	1,0		0,50	–	1,6	~1,0	~1,1
	1:2 1:2 1:2	0,021 0,021 0,021	1,8	~1,0	~1,1		0,29	–	1,85	~1,0	~1,1
	1:2	0,083	1,7	~1,0	~1,1		1,85	–	1,8	~1,0	~1,1
	1:2 1:2	0,167 0,167	1,7	~1,0	~1,1		1,00	–	2,0	~1,0	~1,1
	1:1 1:1 1:1	0,015 0,015 0,015	1,5	~0,5	~1,0		0,5	–	2,1	~1,0	~1,1
	1:1	0,118	1,5	~0,5	~1,0		0,29	–	2,0 – 2,1	~1,0	~1,1
	1:1 1:1	0,235 0,235	1,5	~0,5	~1,0		4	–	~0,28	0,5	1,0

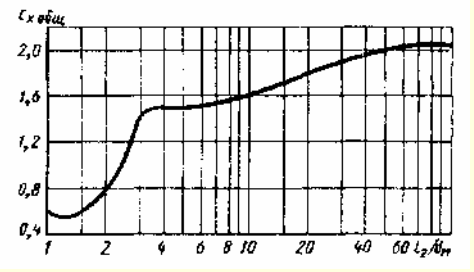
Пара круговых цилиндров в трубе; плоскопараллельное обтекание;

$\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} > 10^5$; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **[374, 375]**

Диаграмма 1.8.8 – 5



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_{x\ общ} \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1 - 0,5\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}},$$



$$S_м = d_м l_1$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Пара круговых цилиндров в трубе; плоскопараллельное обтекание;

$$\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} > 10^5;\ \frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$$ **[374, 375]**

Диаграмма 1.8.8 – 5

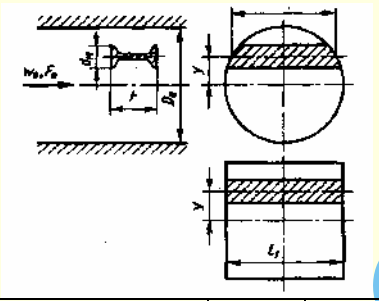
$\frac{l_2}{d_м}$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	10	20	30	50	100
$c_{x\,общ}$	0,60	0,60	0,76	1,10	1,44	1,50	1,52	1,62	1,82	1,92	2,0	2,06

Профили (фасонные) в трубе, плоскопараллельное обтекание;

$$\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} > 10^5;\ \frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$$ **[45, 811]**

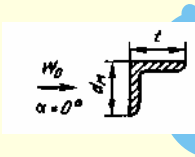
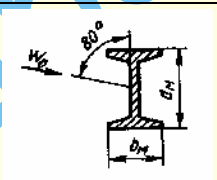
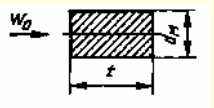
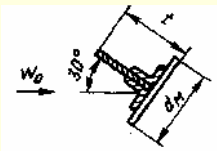
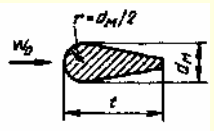
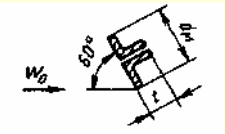
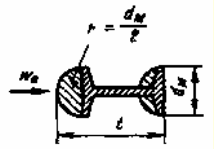
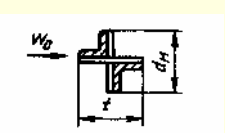
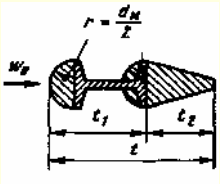
Диаграмма 1.8.8 – 6

$S_м = d_м l_1$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_2 c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1-\tau\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}},$$

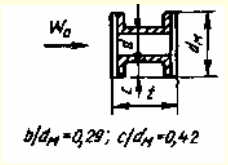
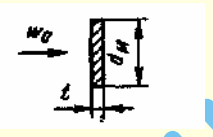
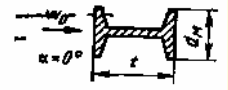
где c_x и τ см. таблицу для данного профиля при указанном угле атаки α

Профиль	$\frac{l}{d_м}$	c_x	τ	k_2	Профиль	$\frac{l}{d_м}$	c_x	τ	k_2
	1,0	2,76	~1,0	~1,0		2,2	2,08	~1,0	~1,1
	0,5	2,68	~1,0	~1,1		0,65 2,2	1,8 0,9	~0,5	1,0
	1,08	2,66	1,0	~1,1		2,2	0,15	~0,5	1,0
	0,46	1,66	1,0	~1,1		2,2	0,5	~1,0	~1,1
	1,0	1,76	~1,0	~1,1		2,2	0,3	~0,5	~1,0

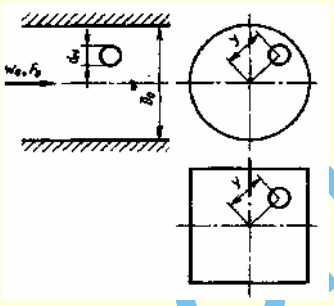
Справочник по гидравлике

Продолжение

Профили (фасонные) в трубе, плоскопараллельное обтекание; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} > 10^5;\ \frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ **[45, 811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 6**

Профиль	$\frac{l}{d_м}$	c_x	τ	k_2	Профиль	$\frac{l}{d_м}$	c_x	τ	k_2
	0,63	2,2	1,0	~1,1		→ 0	2,40	~1,0	~1,1
	2,1–2,2	1,2	~1,0	~1,1					

Шар в трубе; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ **[95, 329, 811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 7**



$$S_м = \frac{\pi d_м^2}{4};$$

$$\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1 - 0{,}5\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}};$$

1) $\varepsilon_\tau = \sqrt{\frac{\overline{w'^2}}{w_0}} \approx 0$ (где ε_τ – степень турбулентности):

а) $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} << 1{,}0;\ c_x = \frac{24}{\mathrm{Re}'};$

б) $0{,}1 < \mathrm{Re}' < 10^3;\ c_x = \frac{24}{\mathrm{Re}'} + \frac{4}{(\mathrm{Re}')^{\frac{1}{3}}};$

в) $0 < \mathrm{Re}' < 5\cdot 10^5;\ c_x \approx \left(\frac{24}{\mathrm{Re}'} + \frac{4{,}565}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}} - \frac{0{,}491}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}\right)\left[1 - \mathrm{th}\left(0{,}00025\,\mathrm{Re}'\right)\right] +$

$+ 0{,}42\,\mathrm{th}\left(0{,}00025\mathrm{Re}'\right) + 0{,}02\,\mathrm{th}\left(0{,}0001\mathrm{Re}'\right)$

в целом $c_x = f\left(\mathrm{Re}'\right)$ см. график α.

2) $\varepsilon_\tau = 0{,}07 - 0{,}35$ и $\frac{400}{\varepsilon_\tau} < \mathrm{Re}' < 3\cdot 10^4;\ c_x = \frac{3990}{(\lg \mathrm{Re}')^{6{,}1}} - \frac{4{,}47\cdot 10^5}{\mathrm{Re}'^{1{,}8}\,\varepsilon_\tau^{0{,}97}} = f\left(\mathrm{Re}', \varepsilon_\tau\right)$ см. график *б*.

Re′	10^{-3}	$5\cdot 10^{-3}$	10^{-2}	$5\cdot 10^{-2}$	10^{-1}	$5\cdot 10^{-1}$	1,0	2,0	3,0	4,0	5	10	20
c_x	$2{,}4\cdot 10^4$	$4{,}8\cdot 10^3$	$2{,}4\cdot 10^3$	$4{,}8\cdot 10^2$	$24{,}4\cdot 10$	50,70	26,90	14,80	10,65	8,45	7,12	4,32	2,74

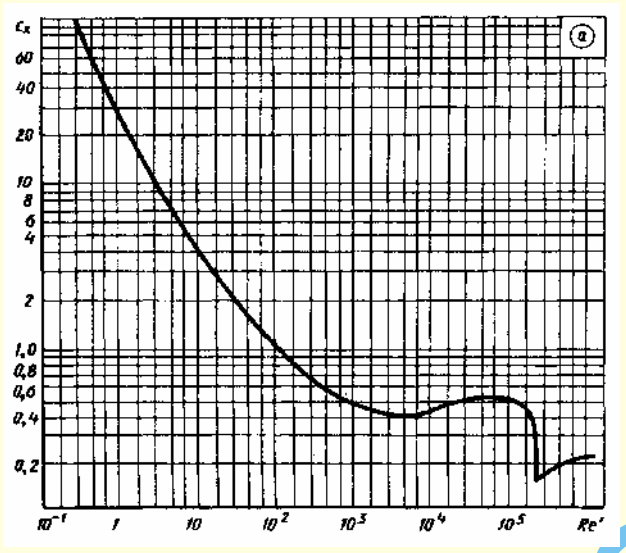
Re′	30	40	50	80	10^2	$1{,}5\cdot 10^2$	$2\cdot 10^2$	$3\cdot 10^2$	$5\cdot 10^2$	10^3	$5\cdot 10^3$	10^4
c_x	2,14	1,80	1,58	1,23	1,09	0,90	0,79	0,68	0,57	0,47	0,38	0,40

Re′	$5\cdot 10^4$	10^5	$2\cdot 10^5$	$3\cdot 10^5$	$4\cdot 10^5$	$5\cdot 10^5$	$6\cdot 10^5$	$7\cdot 10^5$	$8\cdot 10^5$	$9\cdot 10^5$	10^6
c_x	0,49	0,50	0,49	0,40	0,18	0,19	0,20	0,21	0,21	0,22	0,22

Справочник по гидравлике

Продолжение

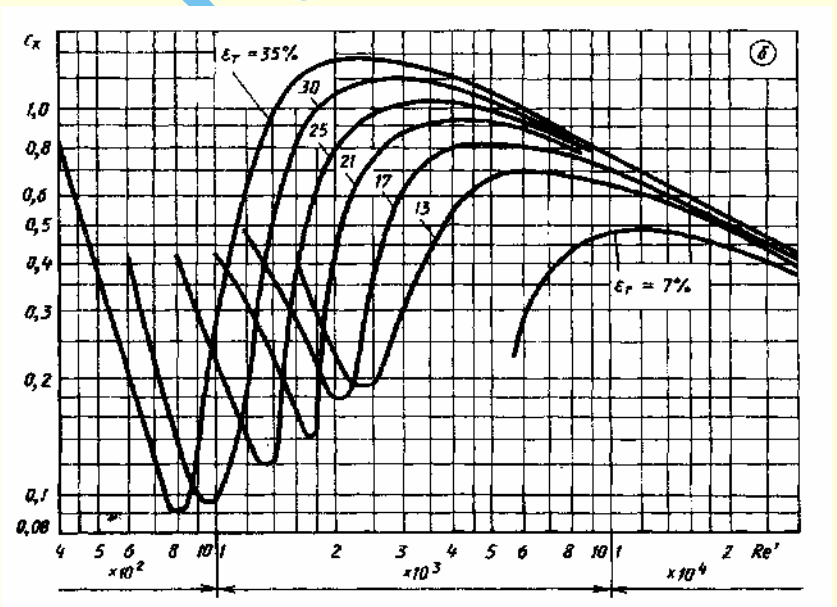
Шар в трубе; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **[95, 329, 811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 7**



Значения c_x

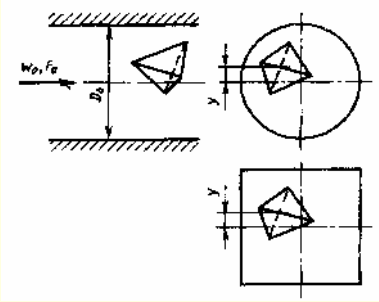
	Re′·10^{-3}										
$\varepsilon_т$	0,4	0,6	0,8	1	1,15	1,34	1,6	1,7	1,9	2,11	2,36
0,11	–	–	–	–	–	–	–	0,42	0,33	0,29	0,20
0,13	–	–	–	–	–	–	0,40	0,35	0,25	0,20	0,19
0,15	–	–	–	–	–	–	0,35	0,35	0,23	0,18	0,19
0,17	–	–	–	–	0,50	0,40	0,29	0,23	0,18	0,18	0,29
0,19	–	–	–	0,58	0,40	0,30	0,23	0,18	0,16	0,31	0,51
0,21	–	–	–	0,42	0,33	0,25	0,16	0,14	0,33	0,52	0,68
0,23	–	–	0,60	0,34	0,25	0,18	0,14	0,35	0,54	0,70	0,83
0,25	–	–	0,40	0,24	0,17	0,12	0,36	0,57	0,73	0,85	0,95
0,30	–	0,40	0,14	0,10	0,17	0,45	0,84	0,97	1,07	1,14	0,19
0,35	0,80	0,20	0,09	0,25	0,53	0,91	1,18	1,26	1,31	1,35	1,36

	Re′·10^{-3}										
$\varepsilon_т$	2,67	3,08	3,64	4,44	5,7	8	10	15	20	25	30
0,07	–	–	–	–	0,23	0,43	0,48	0,48	0,41	0,41	0,38
0,09	–	–	–	0,24	0,45	0,55	0,56	0,52	0,46	0,42	0,39
0,11	0,20	0,24	0,25	0,46	0,59	0,63	0,61	0,54	0,48	0,43	0,40
0,13	0,21	0,26	0,47	0,61	0,69	0,68	0,65	0,56	0,49	0,44	0,40
0,15	0,28	0,49	0,64	0,73	0,76	0,72	0,67	0,57	0,50	0,44	0,40
0,17	0,49	0,65	0,76	0,82	0,82	0,75	0,69	0,58	0,50	0,45	0,41
0,19	0,67	0,79	0,86	0,89	0,86	0,78	0,71	0,59	0,51	0,45	0,41
0,21	0,81	0,89	0,94	0,94	0,90	0,80	0,72	0,59	0,51	0,45	0,41
0,23	0,92	0,98	1,01	0,99	0,93	0,81	0,73	0,60	0,51	0,46	0,41
0,25	1,02	1,06	1,06	1,03	0,95	0,83	0,74	0,60	0,52	0,46	0,41
0,30	1,21	1,21	1,17	1,10	1,00	0,85	0,76	0,61	0,52	0,46	0,42
0,35	1,35	1,31	1,25	1,16	1,04	0,87	0,77	0,62	0,53	0,46	0,42



Справочник ГО
Издательство

Тела в форме многогранника; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **[95]**	**Диаграмма 1.8.8 – 8**



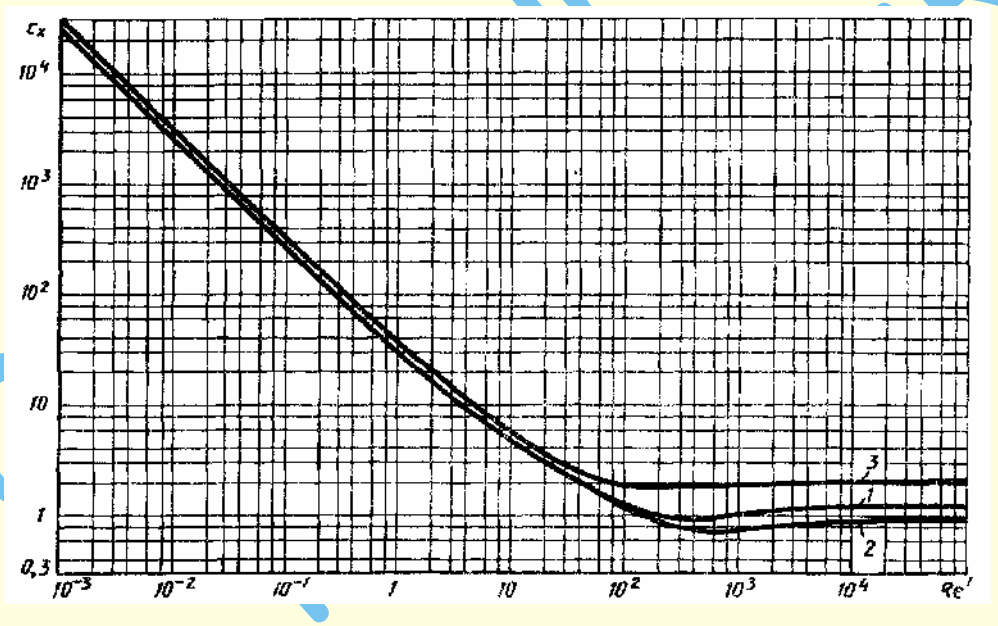
$S_м = \frac{\pi d_э^2}{4}$; $d_э$, см. п. 22; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1-\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}},$$

$$c_x \approx \left(\frac{28,47}{\mathrm{Re}'\lg\frac{15,38}{\varphi}} + \frac{4,565\varphi}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}'}} - \frac{0,491\varphi}{\sqrt{\mathrm{Re}'}}\right)\left\{1-\mathrm{th}\left[0,01282\mathrm{Re}'(\varphi-0,9805)\right]\right\} + 2,86(\varphi-0,8531)\times$$

$$\times\mathrm{th}\left[0,01282\,\mathrm{Re}'(\varphi-0,9805)\right] + \left(7,76-2,86\varphi-\frac{4,88}{\varphi}\right)\mathrm{th}\left[0,00104\mathrm{Re}'(\varphi-0,9038)\right]$$

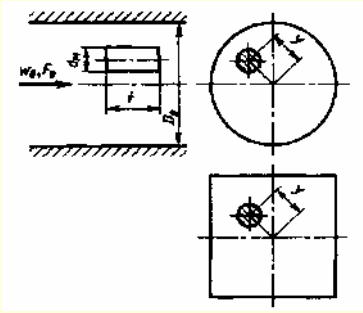
см. кривые $c_x = f(\mathrm{Re}')$; φ = 1,182 – для октаэдров;
φ = 1,104 – для кубооктаэдров; φ = 1,50 – для тетраэдров



Значения c_x

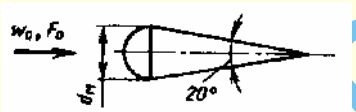
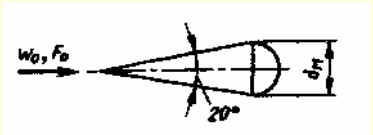
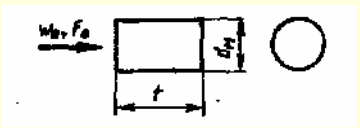
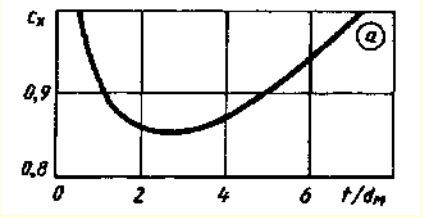
Кривая	Re′															
	10^{-3}	10^{-2}	10^{-3}	$5\cdot10^{-1}$	1,0	2,0	5,0	10	50	10^2	$5\cdot10^2$	10^3	$5\cdot10^3$	10^4	$5\cdot10^4$	10^5
1 (октаэдры)	$2,5\cdot10^4$	$2,5\cdot10^3$	$2,5\cdot10^2$	$5,2\cdot10$	30	15	8,0	5,0	1,8	1,25	0,93	1,0	1,20	1,25	1,25	1,25
2 (кубооктаэдры)	$2,5\cdot10^4$	$2,5\cdot10^3$	$2,510^2$	$5,5\cdot10$	29	16	7,4	4,5	1,7	1,15	0,72	0,75	0,86	0,90	0,90	0,90
3 (тетраэдры)	$2,9\cdot10^4$	$2,9\cdot10^3$	$2,9\cdot10^2$	$5,6\cdot10$	33	19	9,0	5,6	2,2	1,80	1,90	2,0	2,05	2,05	2,05	2,05

Тела различной формы в трубе; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0}$ < 0,3 [688, 811]	**Диаграмма 1.8.8 – 9**



$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_2 c_x \frac{S_м/F_0}{(1-\tau S_м/F_0)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$$

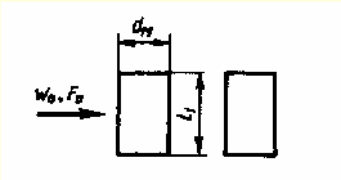
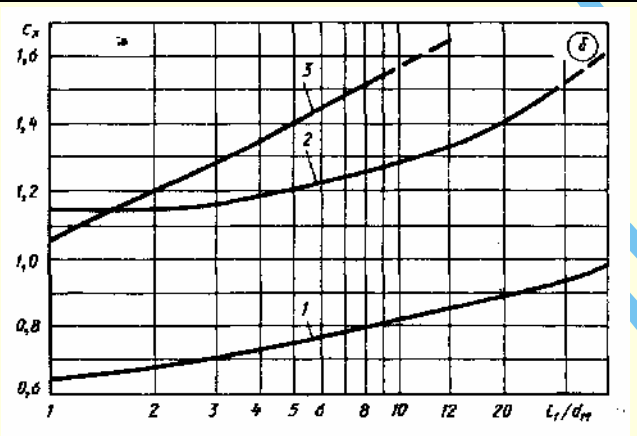
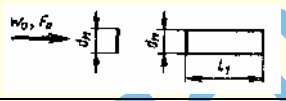
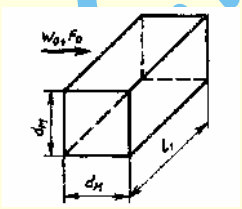
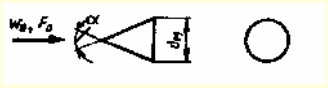
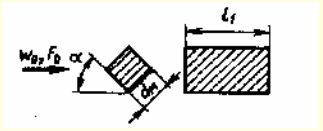
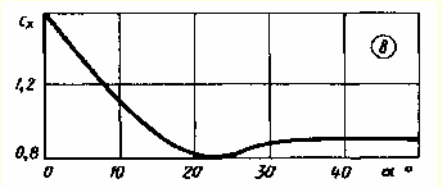
Наименование тела и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x
Выпуклая полусфера–чашка (без ограничивающей плоскости); $S_м = \frac{\pi d_м^2}{4}$ 	$\mathrm{Re}' = 4 \cdot 10^5$; $c_x = 0{,}36$; $\mathrm{Re}' = 5 \cdot 10^5$; $c_x = 0{,}34$; $\tau \approx 0{,}5$; $k_2 \approx 1{,}2$
Полусфера–конуса; $S_м = \frac{\pi d_м^2}{4}$ 	$\mathrm{Re}' = 1{,}35 \cdot 10^5$; $c_x = 0{,}088$; $\tau \approx 0{,}5$; $k_2 \approx 1{,}2$
Вогнутая полусфера–чашка (без ограничивающей плоскости); $S_м = \frac{\pi d_м^2}{4}$ 	$\mathrm{Re}' = 4 \cdot 10^5$; $c_x = 1{,}44$; $\mathrm{Re}' = 5 \cdot 10^5$; $c_x = 1{,}42$; $\tau \approx 1{,}5$; $k_2 \approx 1{,}2$
Конус–полусфера, $S_м = \frac{\pi d_м^2}{4}$ 	$\mathrm{Re}' = 1{,}35 \cdot 10^5$; $c_x = 0{,}16$; $\tau \approx 0{,}5$; $k_2 \approx 1{,}2$
Круговой гладкий цилиндр, продуваемый параллельно образующей; $S_м = \frac{\pi d_м^2}{4}$ 	 $\tau \approx 0{,}5$; $k_2 \approx 1{,}2$

$\frac{t}{d_м}$	0,5	1	2	3	4	5	6	7
c_x	1,0	0,91	0,85	0,85	0,87	0,90	0,95	0,99

Справочник по гидравлике

Продолжение

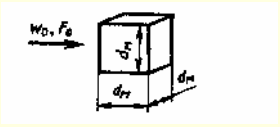
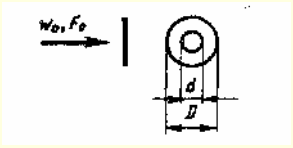
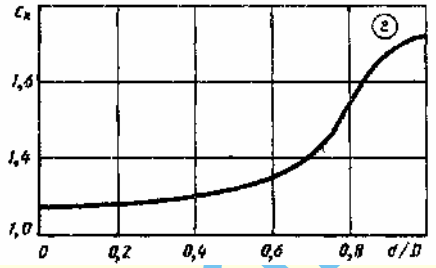
Тела различной формы в трубе; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ [688, 811]	**Диаграмма 1.8.8 – 9**

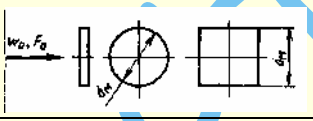
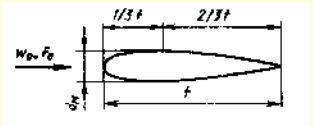
Наименование тела и схема	Коэффициент лобового сопротивления c_x	τ	k_2
Круговой гладкий цилиндр, продуваемый перпендикулярно с его образующей; $S_м = d_м l_1$; $\mathrm{Re}' = 8{,}8 \cdot 10^4$ 	Кривая *1* графика *б* $\frac{l_1}{d_м}$: 1,0 | 2,0 | 5,0 | 10 | 40 | ∞ c_x: 0,63 | 0,68 | 0,74 | 0,82 | 0,98 | 1,20 	~1,0	~1,1
Прямоугольная пластинка; $S_м = d_м l_1$; $\mathrm{Re}' = 6 \cdot 10^5$ 	Кривая *2* графика *б* $\frac{l_1}{d_м}$: 1,0 | 2,0 | 2,8 | 4,0 | 5,0 | 10 | 20 | ∞ c_x: 1,16 | 1,16 | 1,18 | 1,19 | 1,21 | 1,29 | 1,40 | 2,0	~1,5	~1,1
Призматическое тело квадратного сечения; $\mathrm{Re}' \geq 5 \cdot 10^5$ 	Кривая *3* графика *б* $\frac{l_1}{d_м}$: 0,15 | 0,20 | 0,3 | 0,5 | 1,0 | 2,0 | 5,0 | ∞ c_x: 0,57 | 0,67 | 0,77 | 0,90 | 1,05 | 1,20 | 1,40 | 2,0	~1,0	~1,0
Конус (прямой с плоским основанием) $S_м = \frac{\pi d_м^2}{4}$; $\mathrm{Re}' = 2{,}7 \cdot 10^5$ 	α °: 30 | 60 c_x: 0,35 | 0,61	0,5	1,0
Квадратный брус; $S_м = d_м l_1$; $\frac{l_1}{d_м} = 5$ 	α °: 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 c_x: 1,58 | 1,12 | 0,80 | 0,87 | 0,89 | 0,90 	0,5	1,0

Справочник по гидравлике

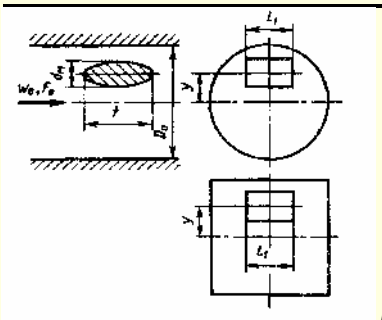
Продолжение

Тела различной формы в трубе; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0}$ < 0,3 [688, 811]	**Диаграмма 1.8.8 – 9**

<table>
<tr>
<td>Куб $\left(\frac{t}{d_м}=\frac{l_1}{d_м}=1\right)$; $Re' = 8 \cdot 10^5$
</td>
<td>c_x = 1,05</td>
<td>0,5</td>
<td>1,0</td>
</tr>
<tr>
<td>Шайба; $S_м = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$; $Re' = 3{,}6 \cdot 10^5$
</td>
<td>
<table>
<tr><td>$\frac{d}{D}$</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td></tr>
<tr><td>c_x</td><td>1,16</td><td>1,16</td><td>1,16</td><td>1,18</td><td>1,20</td><td>1,22</td></tr>
<tr><td>$\frac{d}{D}$</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1,0</td><td></td></tr>
<tr><td>c_x</td><td>1,25</td><td>1,40</td><td>1,78</td><td>1,92</td><td>2,00</td><td></td></tr>
</table>


</td>
<td>~1,0</td>
<td>~1,1</td>
</tr>
<tr>
<td>Круглый или квадратный диск;
$Re' = 6{,}2 \cdot 10^5$
</td>
<td>c_x = 1,16</td>
<td>~1,0</td>
<td>~1,0</td>
</tr>
<tr>
<td>Тело вращения; $Re' = (5 - 6) \cdot 10^5$;
угол атаки α = 0 – 20°
</td>
<td>
<table>
<tr><td>$\bar{t} = \frac{t}{d_м}$</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td></tr>
<tr><td>c_x</td><td>0,05 – 0,10</td><td>0,05 – 0,12</td><td>0,06 – 0,15</td><td>0,075 – 0,18</td></tr>
</table>
</td>
<td>0,5</td>
<td>1,0</td>
</tr>
</table>

Цилиндр (эллиптический, гладкий) или эллипсоид в трубе; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ [811]	**Диаграмма 1.8.8 – 10**



$S_м = d_м l_1$; $Re' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$

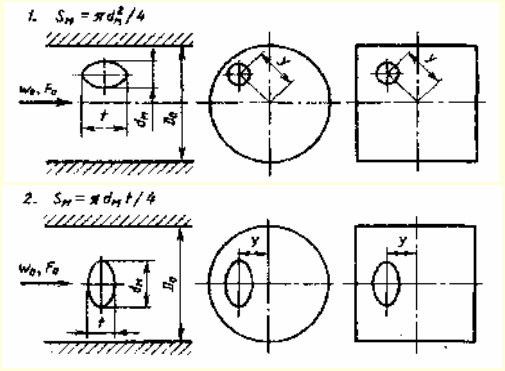
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1 - 0{,}5\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Эллиптический цилиндр: $c_x = f\left(Re'\right)$ см. график *a*;

Справочник по гидравлике

Продолжение

Цилиндр (эллиптический, гладкий) или эллипсоид в трубе; пространственное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **[811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 10**



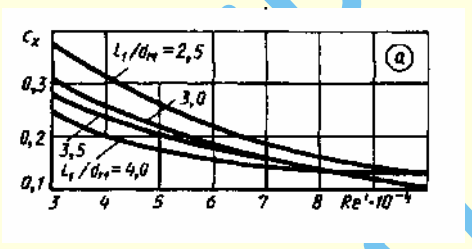
1. Значения c_x (график *а*)

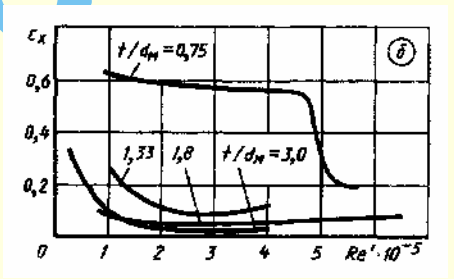
$\frac{l_1}{d_м}$	$\mathrm{Re}'\cdot10^{-5}$							
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
2,5	0,38	0,31	0,26	0,22	0,18	0,16	0,14	0,13
3,0	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11
3,5	0,28	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11
4,0	0,25	0,21	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13

Эллипсоид $c_x = f(\mathrm{Re}')$ см. график *б*

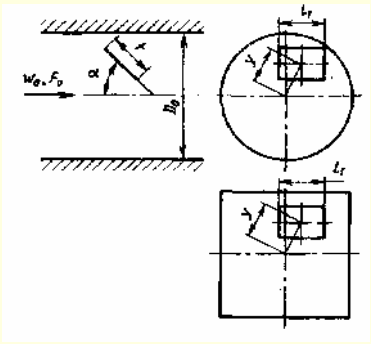
2. Значения c_x (график *б*)

$\frac{t}{d_м}$	$\mathrm{Re}'\cdot10^{-5}$							
	0,2	0,5	1,0	2	3	4	5	6
0,75	–	–	0,62	0,59	0,58	0,57	0,31	0,20
1,33		–	0,26	0,10	–	0,12	–	–
1,80	0,32	0,22	0,10	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08
3,00	–	–	0,07	0,05	0,05	0,06	–	–

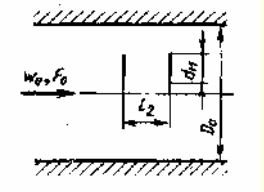




Прямоугольная пластинка в паре круглых пластинок в трубе; пространственное обтекание; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} = (4 \div 6)\cdot10^5$; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **[155, 688, 811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 11**



$S_м = l_1 t \sin\alpha$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1,1 c_x \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1 - S_м/F_0\right)^3}\left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}},$$

1. Прямоугольная пластинка: $c_x = f(\alpha)$ см. график *а*;

Значения c_x (график *а*)

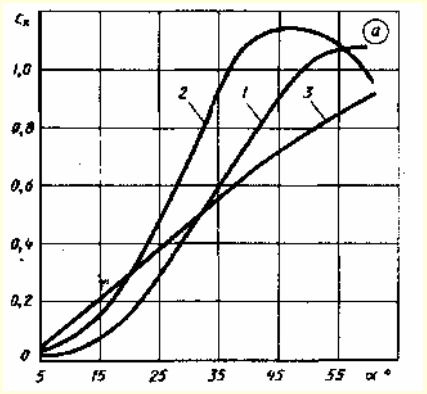
Кривая $\left(\frac{l_1}{t}\right)$	α°						
	5	10	20	30	40	50	60
1 (0,2)	0,02	0,03	0,17	0,44	0,76	1,02	1,08
2 (1,0)	0,04	0,09	0,30	0,70	1,10	1,13	0,98
3 (5,0)	0,05	0,14	0,30	0,47	0,64	0,80	0,90

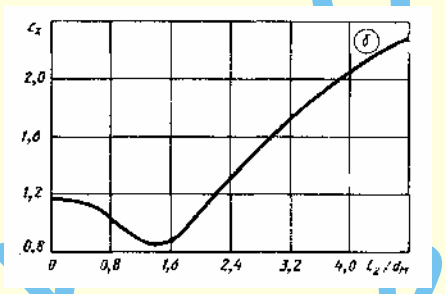
Справочник по гидравлике

Продолжение

Прямоугольная пластинка в паре круглых пластинок в трубе; пространственное обтекание; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} = (4 \div 6)\cdot 10^5$; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ **[155, 688, 811]**	**Диаграмма 1.8.8 – 11**

2. Пара круглых пластинок: $c_x = c_{x\,общ} = f\left(\frac{l_2}{d_м}\right)$ см. график *б*

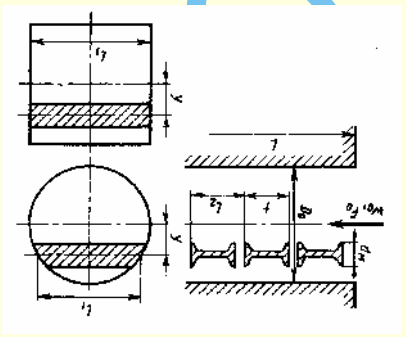




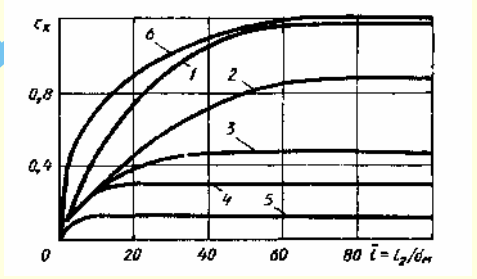
Значения c_x (график *б*)

$\frac{l_2}{d_м}$	0	0,25	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
$c_{x\,общ}$ (график *б*)	1,16	1,15	1,13	1,05	0,93	0,86	0,85	0,93	1,11	1,38	1,63	1,85	2,05	2,22

Профили (фасонные), помещенные в трубу в один продольный ряд; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ **;** $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} > 10^5$; **[45]**	**Диаграмма 1.8.8 – 12**

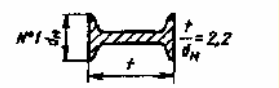
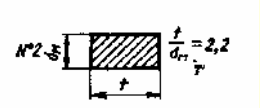


$$S_м = d_м l_1;\ D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\ \bar{l} = \frac{l_2}{d_м}$$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_2 \frac{c_x}{\frac{d_м}{D_г}} \frac{1}{\bar{l}} \frac{\frac{S_м}{F_0}}{\left(1-\tau\frac{S_м}{F_0}\right)^3}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}} \frac{L}{D_г} + \frac{\lambda L}{D_г},$$

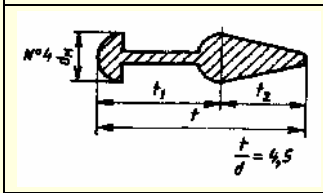
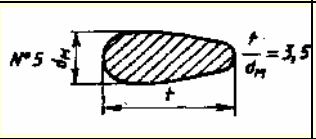
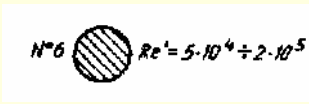
где $c_x = f\left(\bar{l}\right)$ см. график; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6

Схема профиля	k_2	τ	$\bar{l}$									
			2	5	10	20	30	40	50	60	70	100
	~1,1	≈1,0	0,10	0,24	0,44	0,75	0,95	1,06	1,14	1,18	1,18	1,18
	~1,1	≈1,5	0,10	0,17	0,28	0,45	0,60	0,71	0,80	0,85	0,88	0,88

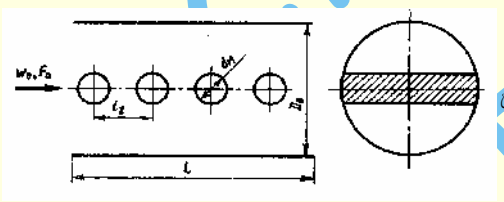
Справочник по гидравлике

Продолжение

Профили (фасонные), помещенные в трубу в один продольный ряд; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **;** $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} > 10^5$; **[45]**	**Диаграмма 1.8.8 – 12**

Схема профиля	k_2	τ	$\bar{l}$									
			2	5	10	20	30	40	50	60	70	100
	1,0	~1,0	0,10	0,17	0,27	0,37	0,43	0,46	0,47	0,47	0,47	0,47
	1,0	0,5	–	0,17	0,26	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
	1,0	0,5	–	0,11	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
	1,0	0,5	0,40	0,53	0,70	0,88	1,0	1,10	1,17	1,20	1,20	1,20

Цилиндры (гладкие) в трубе в один центральный продольный ряд; плоскопараллельное обтекание [84]	**Диаграмма 1.8.8 – 13**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_т \times \left\{ \frac{85\left(1-1,18\frac{d_м}{D_0}\right)\left[\left(2\lg\left(\frac{l_2}{d_м}\right)+1\right)\left(\frac{d_м}{D_0}\right)^{1,4}\right]^{2,5}}{\left[(\mathrm{Re}')^{0,25}\left(1+0,25\frac{l_2}{d_м}\right)^{10-5\mathrm{Re}'}\right]} + \left(2\lg\left(\frac{l_2}{d_м}\right)+1\right)\left(\frac{d_м}{D_0}\right)^{1,4} \right\} + \lambda\frac{L}{D_0} = n_т\zeta_1 + \zeta_{тр},$$

где $n_т$ – число трубок в продольном ряду; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu}$; ζ_1 см. график и таблицу; λ – см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–4

Формула верна при $0,08 < \frac{d_м}{D_0} \le 0,35;\ 1,3 \le \frac{l_2}{d_м} \le 4,5;\ 2,5\cdot10^4 < \mathrm{Re} < 4\cdot10^5$.

При $\frac{d_м}{D_0} \le 0,15$ и $\lg \mathrm{Re} > 5,35 + \frac{17,5\frac{d_м}{D_0} - 2,6}{\frac{l_2}{d_м}}$,

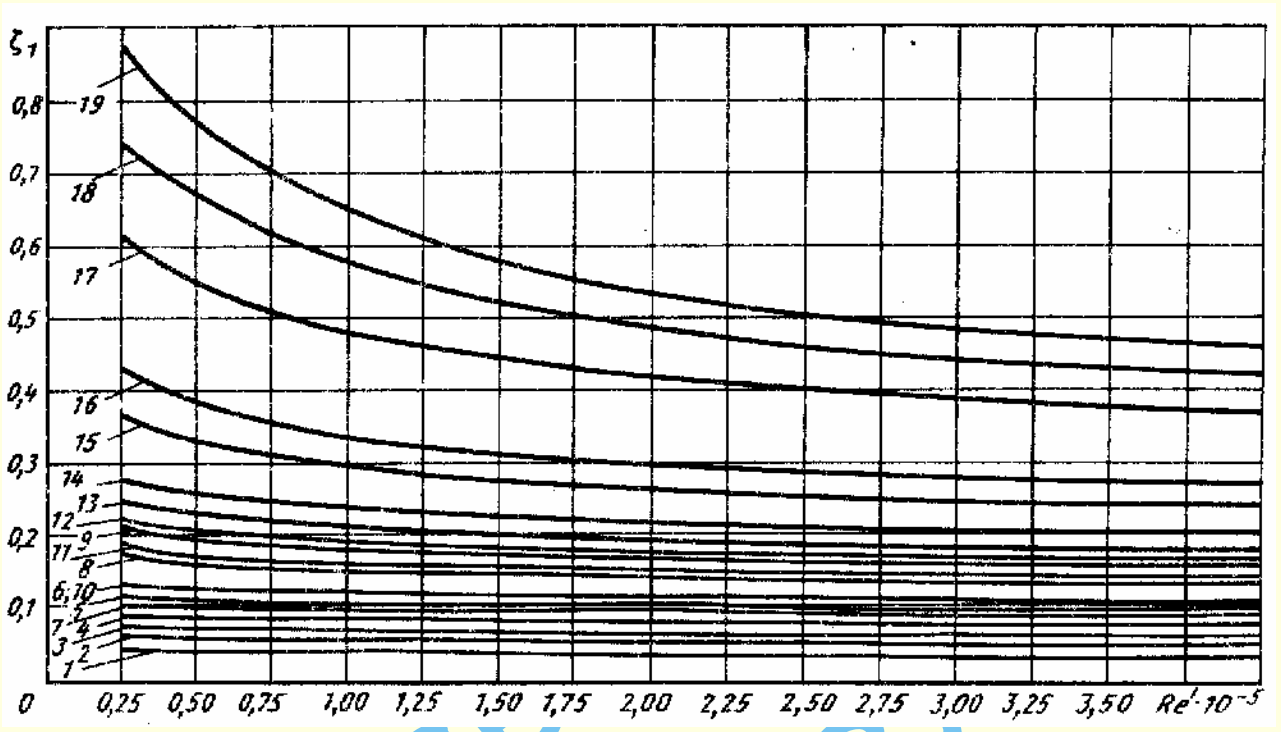
а также при $\frac{d_м}{D_0} > 0,15$ и $\lg \mathrm{Re} > 5,35 + \frac{5\frac{d_м}{D_0} - 0,75}{\frac{l_2}{d_м}}$

$$\zeta = n_т\left[2\lg\left(\frac{l_2}{d_м}\right)+1\right]\left(\frac{d_м}{D_0}\right)^{1,4}$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Цилиндры (гладкие) в трубе в один центральный продольный ряд; плоскопараллельное обтекание [84]	**Диаграмма 1.8.8 – 13**

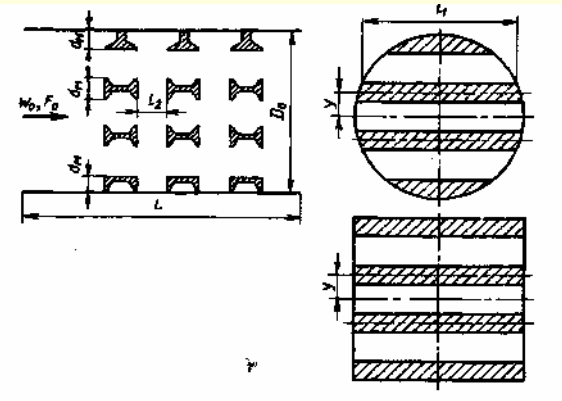


Значения ζ_1

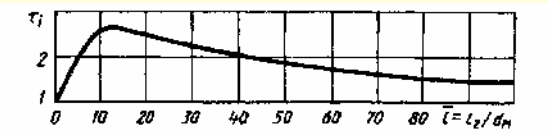
№ кривой	$\frac{d_м}{D_0}$	$\frac{l_2}{d_м}$	$Re'\cdot10^{-5}$				
			0,25	1,0	2	3	4
1	0,08	1,5	0,026	0,026	0,035	0,039	0,039
2	0,08	3,0	0,070	0,070	0,072	0,073	0,074
3	0,08	4,5	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079
4	0,12	2,0	0,087	0,087	0,087	0,087	0,087
5	0,12	3,0	0,096	0,096	0,096	0,096	0,096
6	0,12	4,0	0,132	0,122	0,122	0,122	0,122
7	0,15	1,5	0,097	0,097	0,097	0,097	0,097
8	0,15	3,0	0,157	0,140	0,140	0,140	0,140
9	0,15	4,5	0,180	0,157	0,157	0,157	0,157
10	9,18	1,3	0,109	0,109	0,109	0,104	0,104
11	0,18	2,0	0,210	0,183	0,174	0.174	0,174
12	0,18	2,7	0,220	0,190	0,183	0,183	0,183
13	0,18	3,3	0,235	0,210	0,210	0205	0,205
14	0,22	2,0	0,270	0,235	0,225	0,225	0,225
15	0,22	3,0	0,350	0,300	0,260	0,250	0,250
16	0.22	4,0	0,420	0,340	0,300	0,295	0,295
17	0,34	2,0	0,600	0,480	0,530	0,400	0,383
18	0,34	2,7	0,750	0,570	0,490	0,450	0,445
19	0,34	3,3	0,900	0,650	0.550	0,500	0,470

Справ... гидрав...

Труба (ствол) с различными фасонными распорками (расстрелами) поперек сечения и вдоль канала; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$; $\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} > 10^4$ **[45]**	**Диаграмма 1.8.8 – 14**



$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};\ \bar{l} = \frac{l_2}{d_м}$$



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx 1,15 \sum_{i=1}^{n_р} \frac{c_{x1i} \frac{S_м}{F_0}\left(1-\frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}}{\left(d_м/D_г\right)_i \bar{l}_i \left(1-\sum_{i=1}^{n_р}\tau_i \frac{S_м}{F_0}\right)^3} \times \frac{L}{D_г} + \lambda \frac{L}{D_г},$$

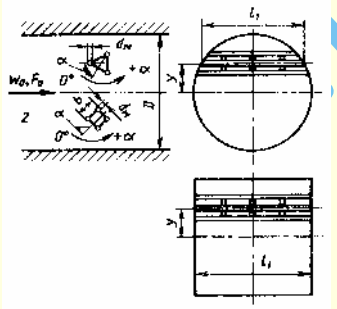
где i – порядковый номер ряда распорок; $n_р$ – число рядов; c_{x1i} – определяется, как c_{x1} для данного профиля, в зависимости от $\bar{l} = \frac{l_2}{d_м}$ по диаграмме 1.8.8–12; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; τ_i – находят в зависимости от формы профиля:

а) для двутавра, швеллера, уголка, пластин с фронтальным набеганием потока, прямоугольника и т. д. – по кривой $\tau_i = f(\bar{l})$;

б) для профилей удобообтекаемой формы $\tau_i \approx 0,5$.

$\bar{l}$	0	2	4	6	8	10	15	20	30	40	50	80	100
τ_i	1,00	1,35	1,70	2,10	2,40	2,60	2,60	2,50	2,30	2,10	1,90	1,55	1,45

Ферма, помещенная в трубу; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0,3$ **[671]**	**Диаграмма 1.8.8 – 15**



$$\frac{S_м}{F_0} \approx \frac{\varphi' b l_1}{F_0}$$

b – ширина профиля;
φ' – коэффициент заполнения фермы

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = c^*_{x\alpha} \frac{S_м/F_0}{\left(1-0,5S_м/F_0\right)^3},$$

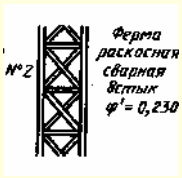
где $c^*_{x\alpha} = \frac{c_{x\alpha} c^*_{x0}}{c_{x0}}$

Треугольная ферма: $c_{x\alpha} = f(\alpha)$ см. график *а* ($\mathrm{Re}' = \frac{w_0 d_м}{\nu} = 1,18 \cdot 10^5$);

c^*_{x0} см. кривые $c^*_{x0} c_{x0} = f(\mathrm{Re}')$ графика *б*, полученные при α = 0;

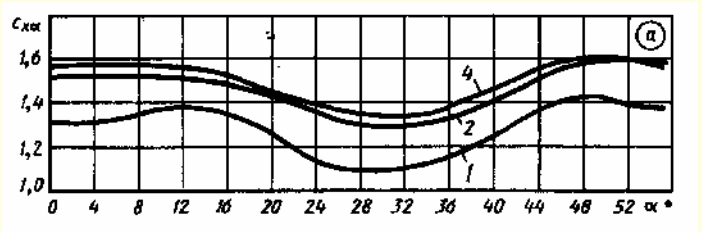
c_{x0} см. график *а* при α = 0







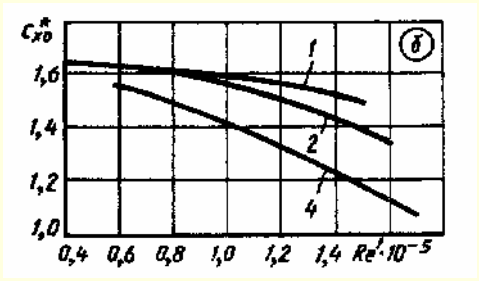




Справочник по гидравлике

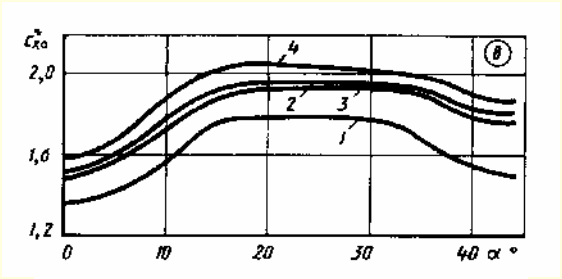
Продолжение

Ферма, помещенная в трубу; плоскопараллельное обтекание; $\frac{S_м}{F_0} < 0{,}3$ [671]	**Диаграмма 1.8.8 – 15**



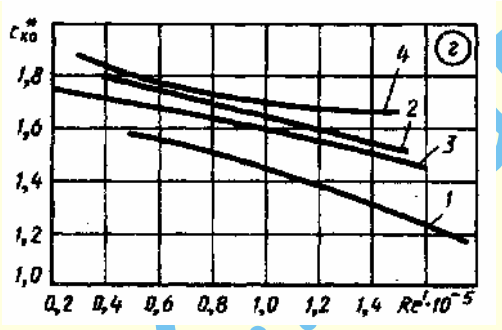
Значения $c_{x\alpha}$

Ферма и кривые	α°										
	0	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60
1	1,32	1,37	1,37	1,25	1,13	1,10	1,15	1,25	1,39	1,42	1,40
2	1,52	1,52	1,49	1,43	1,35	1,30	1,32	1,42	1,53	1,58	1,58
4	1,57	1,57	1,54	1,47	1,39	1,35	1,37	1,46	1,57	1,60	1,55



Значения c^*_{x0}

Фермы и кривые	$Re' \cdot 10^{-5}$						
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	1,6
1	1,65	1,63	1,61	1,58	1,55	1,50	–
2	1,65	1,63	1,60	1,55	1,50	1,40	1,35
4	–	1,55	1,50	1,41	1,32	1,17	1,12



Квадратная ферма: $c_{x\alpha} = f(\alpha)$ см. график *в* ($Re' = \frac{w_0 d_м}{\nu} = 1{,}18 \cdot 10^5$); c^*_{x0} см. кривые $c^*_{x0} = f(Re')$ графика *г*, полученные при α = 0; c_{x0} см. график *в* при α = 0

Значения $c_{x\alpha}$

Ферма и кривые	α°								
	0	5	10	15	20	30	35	40	45
1	1,35	1,42	1,55	1,78	1,79	1,78	1,67	1,54	1,50
2	1,50	1,60	1,78	1,93	1,95	1,95	1,93	1,83	1,81
3	1,49	1,56	1,73	1,89	1,93	1,93	1,91	1,80	1,77
4	1,59	1,68	1,88	2,03	2,05	2,03	1,99	1,90	1,88

Значения c^*_{x0}

Ферма и кривые	$Re' \cdot 10^{-5}$						
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
1	–	1,55	1,50	1,44	1,38	1,30	1,22
2	1,80	1,74	1,70	1,65	1,6	1,54	–
3	1,72	1,68	1,64	1,59	1,55	1,51	1,46
4	1,84	1,77	1,73	1,70	1,68	1,66	–

1.8.9. Сопротивление при течении на выходе из труб и каналов (коэффициенты сопротивления выходных участков)

1.8.9.1. Пояснения и практические рекомендации

1. При выходе потока из сети кинетическая энергия выходящей струи всегда теряется для этой сети; поэтому в общем случае потери на выходе складываются из внутренних потерь в выходном участке $\Delta p_{вн}$ и потерь динамического давления $\Delta p_д$ струи, выходящей из сети;

$$\Delta p = \Delta p_{вн} + \Delta p_д .$$

Коэффициент сопротивления выхода, приведенный к скорости в узком поперечном сечении,

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \frac{\Delta p_{вн} + \Delta p_д}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_{вн} + \zeta_д .$$

В общем случае поле скоростей на выходе не бывает равномерным, поэтому динамическое давление определяется по заданному распределению скоростей:

$$\Delta p_д = \frac{1}{Q} \int_{F_{Re}} \frac{\rho w^3}{2} dF ;$$

Справочник по гидравлике

$$\zeta_{д} \equiv \frac{\Delta p_{д}}{\rho w_0^2/2} = \frac{1}{F_0}\int_{F_{вых}}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 dF = \frac{1}{n_1^2}\cdot\frac{1}{F_{вых}}\times$$

$$\times \int_{F_{вых}}\left(\frac{w}{w_{вых}}\right)^3 dF = \frac{1}{n_1^2}N,$$

где $n_1 = \frac{F_{вых}}{F_0}$ – степень расширения выходного участка;

$N = \frac{1}{F_{вых}}\int_{F_{вых}}\left(\frac{w}{w_{вых}}\right)^3 dF$ – коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса) в сечении выходного участка.

2. В случае свободного выхода потока из прямого участка трубы (канала) постоянного сечения в большой объем полные потери сводятся только к потерям динамического давления на выходе, и так как при этом $F_0 = F_{вых}(n_1 = 1)$, то общий коэффициент сопротивления

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{\Delta p_{д}}{\rho w_0^2/2} = N.$$

Коэффициент N зависит от характера распределения скоростей на выходе. При равномерном распределении скоростей он равен единице, в остальных случаях всегда больше единицы.

3. Если скорости на выходе распределяются по степенному закону (см. 1.8.2.1. пп. 6 – 9)

$$\frac{w}{w_{max}} = \left(1 - \frac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}},$$

[где w, w_{max} – соответственно скорость в данной точке и максимальная скорость по сечению, м/с; R_0 – радиус сечения, м; y – расстояние от оси трубы (канала), м; $m \geq 1$], то коэффициент сопротивления выхода из трубы круглого и (практически квадратного) сечения вычисляется по формуле И.Е. Идельчика [251, 267]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{(2m+1)^3(m+1)^3}{4m^4(2m+3)(m+3)},$$

а коэффициент сопротивления выхода из плоской трубы – по формуле

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{(m+1)^3}{m^2(m+3)}.$$

При распределении скоростей на выходе из плоской трубы по закону тригонометрической функции (см. 1.8.2.1. п. 10)

$$\frac{w}{w_0} = 1 + \frac{\Delta w}{w_0}\sin\left(\frac{4k_1\pi y}{b_0}\right)$$

(где Δw – отклонение скорости в данной точке от средней по сечению скорости, м/с; k_1 – целое число; $\pi = 3{,}14...$) коэффициент сопротивления выхода

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 + 1{,}5\left(\frac{\Delta w}{w_0}\right)^2.$$

4. При заделке выходного участка заподлицо в стенку, вдоль которой проходит поток со скоростью w_∞ (независимо от протекаемого по каналу потока), возникает такое же явление, как и в случае притока струи через отверстие в тонкой стенке (см. 1.8.2.1. пп. 41 – 48).

В случае притока струи через прямые каналы струя выходит из них без поджатия сечения, благодаря чему потери динамического давления не становятся больше его значения, взятого по средней скорости в сечении канала. Потери полного давления в случае притока при определенных отношениях скоростей $\frac{w_\infty}{w_0} > 0$ становятся даже меньше указанного динамического давления ($\zeta < 1$), что обусловливается (см. 1.8.2.1. пп. 41 – 48) явлением возрастания разрежения в вихревой зоне на подветренной стороне струи, выходящей из канала [474].

5. Сопротивление диффузоров при свободном выходе в большой объем (диффузоров, установленных на выходе из сети) складывается из потерь в самом диффузоре и потерь динамического давления на выходе из него. Подробно о влиянии основных параметров на сопротивление диффузоров и структуру потока в них см. 1.8.3. Значения коэффициентов сопротивления диффузоров, установленных на выходе из сети, полученные экспериментально [282], приведены на диаграммах 1.8.9–3 – 1.8.9–6 в зависимости от α, n_1, условий входа и числа Рейнольдса $Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$.

6. Значения коэффициентов восстановления $\bar{p} = \frac{p_1}{p_0^*} = \frac{p_a}{p_0^*}$ (где p_a – давления окружающей среды; p_0^* – полное давление в сечении *0–0*) в зависимости от относительной скорости $\lambda_c \equiv \frac{w_0}{a_{кр}}$ и числа Re при различных n_1 и $\frac{l_0}{D_0}$ для диффузоров, установленных на выходе из сети, при больших дозвуковых скоростях [142] приведены на диаграммах 1.8.9–4.

Связь между коэффициентом сопротивления диффузоров и коэффициентом восстановления давления может быть получена по формулам, аналогичным формулам 1.8.3.1. п. 55, в которые вместо $\bar{p}_0$ подставляется $\bar{p}$.

7. При выходе потока на экран потери зависят от относительного расстояния между экраном и выходным участком трубы. В одних случаях установка экрана приводит к увеличению потерь, а в других – к их уменьшению. В частности, экран за цилиндрическим участком или за прямолинейным диффузором с углами расширения α до 30° всегда вызывает увеличение потерь. Экран за криволинейным диффузором или за прямолинейным с углами расширения, большими 30°, при соответствующем выборе расстояния от экрана до диффузора может значительно уменьшить общие потери.

8. Экран за диффузором создает подпор, заставляющий поток растекаться по сечению. Это приводит к уменьшению области отрыва потока, а следовательно, к более эффективному его растеканию. При этом уменьшаются как потери внутри диффузора, так и потери динамического давления на выходе. Одновременно экран заставляет поток повернуться в радиальном направлении (на 90°) до выхода из сети. При отсутствии плавного закругления на выходной кромке диффузора этот поворот сопровождается значительным сжатием струи (рис. 1.192*а*), а следовательно, повышением ее кинетической энергии, поэтому при установке экрана за диффузором с небольшой степенью расширения, когда средняя

Справочник по гидравлике

скорость потока в месте поворота значительна, выигрыш, получаемый из-за растекания и более полного расширения струи в диффузоре, может оказаться меньше тех дополнительных потерь, которые появляются вследствие сжатия струи на выходе. При большой степени расширения (большом угле) диффузора потери из-за поворота потока становятся сравнительно небольшими и влияние экрана оказывается более благоприятным.

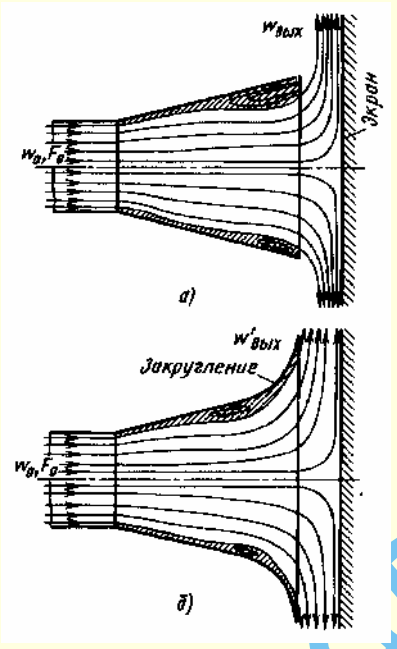


Рис. 1.192. Схема потока при выходе его из диффузора на экран:
а – без закругления выходной кромки диффузора;
б – с закруглением выходной кромки диффузора

9. Плавное закругление выходной кромки диффузора или прямого участка уменьшает, во-первых, сжатие струи (рис. 1.192*б*), во-вторых, приводит к образованию кольцевого диффузора, в котором происходит дополнительное расширение струи и соответственно переход кинетической энергии в энергию давления. Поэтому установка экрана за диффузором с закругленными краями целесообразна как при большой, так и малой степени расширения диффузора (включая и $n_1 = 1$, т. е. прямой участок).

10. Для прямолинейных диффузоров с большими углами расширения и диффузоров или прямых участков с закругленными кромками существует оптимальное расстояние $\left(\frac{h}{D_г}\right)_{опт}$ между экраном и выходным отверстием, при котором коэффициент сопротивления участка с выходом на экран получается минимальным. При большом расстоянии экрана от выходного участка (практически при $\frac{h}{D_г} > 0{,}6$) влияние экрана не сказывается, и потери равны потерям без экрана. При близком расположении экрана к выходному отверстию участка, практически при $\frac{h}{D_г} < 0{,}15$, скорость протекания потока между экраном и выходной кромкой повышается, и потери резко возрастают. Оптимальное расстояние $\left(\frac{h}{D_г}\right)_{опт} = 0{,}15 \div 0{,}25$ соответствует наиболее благоприятным условиям, при которых одновременно со снижением скорости протекания уменьшается и вихреобразование из-за отрыва потока при его повороте и расширении.

11. Если принять [248] следующие параметры диффузоров с закругленными краями и с экраном: $\frac{l_д}{D_г} = 2{,}5$; $\alpha = 14 \div 16^o$; $\frac{R_0}{D_г} = 0{,}6 \div 0{,}7$; $\frac{D_э}{D_г} = 3{,}0$; $\frac{h}{D_г} = 0{,}24 \div 0{,}26$, то коэффициент полного сопротивления такого диффузора

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 0{,}25 \div 0{,}35.$$

12. Меньшее значение ζ получается при тщательной обработке (полировании) поверхности диффузора и очень плавном переходе от входного коллектора к диффузору (см. схему диаграммы 1.8.9–8).

Значения коэффициентов сопротивления таких тщательно изготовленных диффузоров с выходом потока на экран

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 1 - \eta_д,$$

где $\eta_д$ – КПД диффузора, определяемый по данным опытов [844], см. диаграмму 1.8.9–8.

13. При установке выходного диффузора за центробежным вентилятором следует учесть рекомендации, изложенные в 1.8.3.1 пп. 77 – 80. Установка диффузора за вентилятором, работающим на всасывании с выпуском потока в большой объем («на выпуск»), особенно необходима, так как при этом потери на выходе, согласно данным И. Л. Локшина и Газирбековой [410], могут быть уменьшены в 3–4 раза.

Относительную длину пирамидального диффузора, помещенного за центробежным вентилятором (работающим на всасывании), целесообразно выбирать не больше $\frac{l_д}{b_0} = 2{,}5 \div 3{,}0$ при углах расширения $\alpha = 8 \div 12°$, а относительную длину плоского диффузора – не более $\frac{l_д}{b_0} = 4 \div 5$ при $\alpha = 15 \div 25°$. Коэффициенты сопротивления диффузоров, установленных за центробежными вентиляторами, определяются по диаграммам 1.8.9–11 – 1.8.9–15.

14. В некоторых случаях осуществляется выпуск потока из центробежного вентилятора через диффузор или отвод в короб [87] (см. диаграмму 1.8.9–14). На той же диаграмме приведены коэффициенты сопротивления составных элементов (диффузор, отвод, короб) за вентиляторами с лопатками, загнутыми назад.

15. Коэффициенты сопротивления конических диффузоров, установленных за осевыми вентиляторами [86, 87], приведены на диаграмме 1.8.9–15.

16. Коэффициент полного сопротивления $\zeta_п$ осекольцевого диффузора с прямолинейными образующими (см. 1.8.3.1 пп. 82, 83), расположенного за лопаточным венцом осевых турбомашин (вентиляторов, компрессоров, турбин), при свободном выходе движущейся среды в большой объем определяется по экспериментальным данным, полученным С. А. Довжиком и В. И. Морозовым [199] и приведенным на диаграмме 1.8.9–9 в виде зависимости $\zeta_п$ от угла α_1 при различных α_2 для диффузоров с $\bar{d}_0 = 0{,}688$ и $\bar{l}_д$, равным 0,5 и 1,0.

Справочник по гидравлике

При неравномерном поле скоростей на входе в диффузор или при расположении диффузора за работающей осевой машиной коэффициент сопротивления

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = k_д \zeta_п,$$

где $k_д$ – поправочный коэффициент, определяемый по диаграмме 1.8.3–1 или соответственно по диаграмме 1.8.3–19.

Коэффициенты полного сопротивления радиально-кольцевых и осерадиально-кольцевых (комбинированных) диффузоров выпускных патрубков турбомашин (см. 1.8.3.1 пп. 84 – 89), установленных на всасывании и выбрасывающих поток в большой объем, приведены на диаграмме 1.8.9–10.

17. Анализ экспериментальных данных, проведенный И. В. Брусиловским [77], показал, что коэффициент сопротивления $\zeta_п$ осекольцевого диффузора с достаточной для инженерных расчетов точностью может быть также определен как $\zeta_п^{пл}$, значения которых даны на диаграмме 1.8.9–9 (графики *г* и *д*) для плоских диффузоров в зависимости от $n_1 = \frac{F_1}{F_2}$ и приведенной длины

$$\bar{l}_{пр} = \frac{2\lg\left(\frac{1+\bar{D}_1}{\cos\alpha_1} + \frac{\bar{d}_0+\bar{d}_1}{\cos\alpha_2}\right)}{1-\bar{d}_0^2}; \qquad (1.309)$$

при этом $\bar{l}_{пр} = 2\bar{l}_{пл}$, где $\bar{l}_{пл} = \frac{l_{пл}}{h_0}$ – относительная длина образующей плоского диффузора, значение которой по всей области рассматриваемых графиков отличается от относительной осевой длины диффузора, как правило, не более чем на 1%; h_0 – ширина входного сечения диффузора, остальные обозначения см. диаграмму 1.8.9–9.

18. Выходные участки в виде вытяжных шахт имеют такие же форму и параметры, что и приточные шахты; при выборе их следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в 1.8.1.1 п. 27.

19. К выходным участкам относятся и приточные насадки, называемые так в соответствии с помещением, в которое притекает воздух. Основные требования, которые предъявляются к приточным насадкам, – это обеспечить быстрое затухание струи, выходящей из насадки, или, наоборот, обеспечить сосредоточенную струю. Природа потерь в таких насадках такая же, как и в рассмотренных выше случаях выхода потока из сети. В основном они сводятся к потере кинетической энергии при той или иной степени сжатия или расширения струи.

20. В справочнике коэффициенты сопротивления приведены не только для наиболее рациональных форм насадков, но и для насадков более простых форм, к которым, в частности, относятся насадки в виде обычных колен или отводов.

21. В некоторых случаях раздача приточного воздуха осуществляется через воздуховоды с перфорированной поверхностью (см. диаграмму 1.8.9–19). Такая раздача воздуха обеспечивает быстрое затухание приточных струй, что во многих случаях является желательным. Вместе с тем при больших отношениях суммарной площади отверстий к площади поперечного сечения воздуховода $\left(\bar{f}_0 = \frac{F_{отв}}{F_0} > 0{,}5\right)$ равномерная раздача потока по длине не обеспечивается.

Клиновидные воздуховоды обеспечивают более равномерную раздачу потока вдоль перфорированной поверхности, чем воздуховоды постоянного сечения, если отношение конечной площади к начальной находится в пределах $\frac{F_1}{F_0} = 0{,}15 \div 1{,}0$.

22. Коэффициент общего сопротивления приточного насадка с перфорированной поверхностью в пределах $0{,}5 < \bar{f}_0 < 3{,}0$ и $0 < \frac{F_1}{F_0} < 1{,}0$ можно вычислить по формуле М. И. Гримитлина [167]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \frac{1{,}8}{\bar{f}_0^2} + \left(\frac{l}{D_г}\right)^{0{,}15}. \qquad (1.310)$$

При этом для $\frac{F_1}{F_0} > 0$ получаются несколько завышенные значения (≈ на 20%).

Более точные данные получаются по другой формуле Гримитлина

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1{,}62\bar{f}_0^{-2{,}2}\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^{0{,}25\bar{f}_0}\left(\frac{\lambda l}{D_г}\right)^{-0{,}05} + 1.$$

График *а* на диаграмме 1.8.9–19 построен в соответствии с более упрощенной формулой (1.310).

23. В качестве приточных насадков часто применяются и обычные колена или отводы с выходом потока в большой объем. Сопротивление таких колен и отводов существенно зависит от длины выходного участка. Вначале с удлинением этого участка потери несколько возрастают, затем начинают резко уменьшаться и с некоторого значения $\frac{l_0}{b_0}$ становятся постоянными. Такой характер изменения кривой сопротивления объясняется формой и величиной вихревой зоны, образуемой у внутренней стенки колена за поворотом.

24. Вихревая зона в колене начинает образовываться у самой кромки поворота и, постепенно расширяясь, достигает на некотором расстоянии от этой кромки максимальной ширины. После этого вихревая зона начинает опять сжиматься, пока поток полностью не растечется по сечению. Таким образом, при укорачивании выходного участка колена до сечения, в котором ширина вихревой зоны будет наибольшей, т. е. живое сечение наиболее сжатое, поток выходит в большой объем с наибольшими скоростями, а следовательно, с наибольшей потерей энергии. Этому случаю и соответствует максимум ζ на графиках диаграмм 1.8.9–16 – 1.8.9–18.

25. При полном отсутствии выходного участка за коленом вихревой зоны еще нет, и поток выходит в большой объем с меньшей скоростью, а следовательно, коэффициент сопротивления ζ меньше. При этом он все же снижается незначительно. Последнее объясняется тем, что поток по инерции поджимается к верхней стенке, вследствие чего скорость на выходе получается значительно больше средней скорости по сечению.

26. При установке сравнительно длинного выходного участка обеспечивается полное растекание потока по сечению, и коэффициент сопротивления ζ получает наименьшее

Справочник по гидравлике

значение, увеличиваясь с возрастанием $\frac{l_1}{b_0}$ вследствие возрастания потерь на трение в прямом участке.

Для колена со свободным выходом потока и расширенным вдвое выходным сечением коэффициент сопротивления уменьшается на 40 – 50%.

27. Для уменьшения сопротивления колен, установленных на выходе в большой объем, можно также применять направляющие лопатки. При этом относительное уменьшение сопротивления получается даже больше, чем для колен с длинными выходными участками, так как абсолютное значение сопротивления выходных колен значительно больше, чем сопротивление колен с участками за ними.

28. Коэффициент сопротивления прямого выходного участка с плоской решеткой или шайбой на выходе (истечение из отверстия в неограниченное пространство $F_2 = \infty$, см. схему диаграммы 1.8.9–22) при $\mathrm{Re} = \frac{w_0 d_г}{\nu} > 10^5$ в общем случае вычисляется по формуле (1.225):

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1+\zeta'\left(1-\bar{f}\right)^{0,75} + \tau\left(1-\bar{f}\right)^{0,375} + \frac{\lambda l}{d_г}\right]\cdot \bar{f}^{-2}, \qquad (1.311)$$

где ζ' – коэффициент сопротивления входа, определяемый как ζ по диаграммам 1.8.1–4 и 1.8.1–7; τ – коэффициент, учитывающий влияние толщины стенки решетки (шайбы), формы входной кромки отверстия и условий протекания потока через него; λ – коэффициент сопротивления трения в отверстиях решетки (шайбы); $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_р}$ – коэффициент живого сечения решетки (шайбы).

Общий случай приводится к ряду частных случаев:

а) при острых краях отверстий $\left(\frac{l}{d_г} = 0\right)$ $\zeta' = 0{,}5$; $\tau = 1{,}41$ и $\lambda \frac{l}{d_г} = 0$ выражение (1.311) приводится к следующей формуле И. Е. Идельчика:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1+0{,}5\left(1-\bar{f}\right)^{0,75} + 1{,}41\left(1-\bar{f}\right)^{0,375}\right]\cdot \bar{f}^{-2}; \qquad (1.312)$$

б) при утолщенных краях отверстий коэффициент $\zeta' = 0{,}5$, а коэффициент $\tau = f\left(\frac{l}{d_г}\right)$ определяется по диаграмме 1.8.9–23 (график *а*);

в) при срезанных или закругленных по потоку краях отверстий

$$\frac{\lambda l}{d_г} = 0 \text{ и } \tau \approx 2\sqrt{\zeta'},$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1+\zeta'\left(1-\bar{f}\right)^{0,75} + 2\sqrt{\zeta'}\left(1-\bar{f}\right)^{0,375}\right]\cdot \bar{f}^{-2}. \qquad (1.313)$$

При срезанных по потоку краях отверстий коэффициент ζ' определяется как ζ конического коллектора с торцовой стенкой в зависимости от угла сужения α и относительной длины $\frac{l}{d_г}$ по графику *б* диаграммы 1.8.9–23.

При закругленных краях отверстий коэффициент ζ' определяется как ζ кругового коллектора с торцовой стенкой в зависимости от $\frac{r}{d_г}$ по графику *в* той же диаграммы.

29. Для переходной и ламинарной областей течения коэффициент сопротивления может быть определен по следующим приближенным формулам (в соответствии с 1.8.2.1 пп. 36–37):

при $30 < \mathrm{Re} < 10^4 \div 10^5$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \frac{\zeta_\varphi}{\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

при $10 < \mathrm{Re} < 30$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}\,\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}}\zeta_{кв};$$

при $\mathrm{Re} < 10$

$$\zeta = \frac{33}{\mathrm{Re}\,\bar{f}^2},$$

где $\zeta_\varphi = f_1\left(\mathrm{Re}, \frac{F_0}{F_1}\right)$, $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$ и соответствует отношению $\frac{F_0}{F_1}$, $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f_2(\mathrm{Re})$ определяются по диаграмме 1.8.2–19; $\zeta_{кв}$ – коэффициент сопротивления данного вида решетки находят соответственно по формулам (1.312 – 1.313).

30. Сопротивление бокового выхода из концевого участка трубы (см. схему диаграммы 1.8.9–25) больше сопротивления прямого выхода через шайбу или решетку (см. диаграммы 1.8.9–29), так как это связано с дополнительным поворотом потока на 90° (с изменением количества движения струи). Чем больше $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$, тем относительно больше эта разница.

На относительное возрастание сопротивления с увеличением $\bar{f}$ влияет и то обстоятельство, что с ростом отношения площадей возрастает относительная скорость потока в трубе, усиливающая скос и сжатие струи при выходе из отверстия (рис. 1.193).

Боковой выход через два отверстия, расположенные одно против другого, повышает сопротивление выхода в тем большей степени, чем больше $\bar{f}$.

31. Коэффициент сопротивления решеток с неподвижными жалюзи при установке их на выходе из прямого канала (см. диаграмму 1.8.9–26) может быть приближенно вычислен по следующим формулам:

а) $\frac{l}{b_1'} \geq \left(\frac{l}{b_1'}\right)_{опт}$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1+0{,}85\left(1-\bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right)+\zeta_{тр}\right]\frac{k_1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2;$$

б) $\frac{l}{b_1'} < \left(\frac{l}{b_1'}\right)_{опт}$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1+0{,}85\left(1-\bar{f}\frac{F_р}{F_0}\right)+\zeta_{тр}\right]\frac{k_1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_р}\right)^2 + \Delta\zeta,$$

Справочник по гидравлике

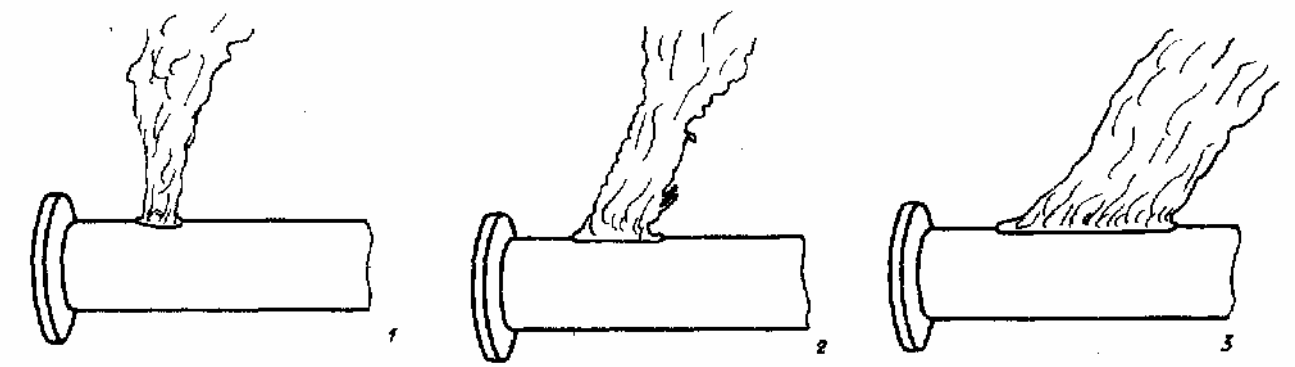


Рис. 1.193. Спектры выхода задымленного потока воздуха из бокового отверстия на концевом участке трубы [678]:
1 – $\bar{f}$ = 0,29; *2* – $\bar{f}$ = 0,62; *3* – $\bar{f}$ = 1,15

где $\Delta\zeta \approx 0{,}5\ [11(1 - \bar{f}) - \frac{l}{b_1'}]$; $\zeta_{тр} = \frac{\lambda l}{b_1'}$; k_1 = 1,0 – для стандартной решетки (входные кромки срезаны вертикально); k_1 = 0,6 – для улучшенной решетки (входные и выходные кромки срезаны горизонтально); $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$ – коэффициент живого сечения решетки; λ – коэффициент сопротивления трения каналов жалюзи, определяемый в зависимости от $\mathrm{Re} = \frac{w_{отв} b_1'}{\nu}$ по диаграммам 1.7–1 – 1.7–6.

32. Энергия утопленной свободной струи, выходящей в неограниченный объем, является потерянной для данной сети. В табл. 1.63 и 1.64 приведены формулы для расчета соответствующих параметров свободной струи, как для начального ее участка, так и для основного (данные Г. Н. Абрамовича [4]). Под начальным участком понимается участок струи, в котором, начиная от выходного отверстия подводящего канала, скорость по оси остается неизменной и равной начальной скорости. Под основным участком понимается участок всей остальной части струи, в которой скорость по оси постепенно уменьшается и затухает. Сечение раздела обоих участков называется переходным (рис. 1.195).

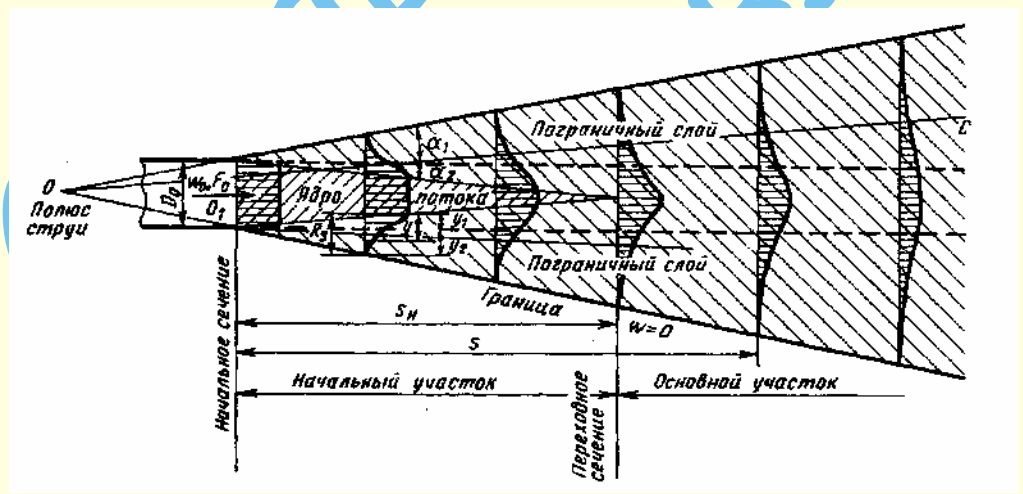


Рис. 1.194. Схема свободной струи

Таблица 1.63

Параметры осесимметричной свободной затопленной струи [1]

Параметры	Участок	
	начальный	основной ($\bar{s} > 12$)
Тангенс угла одностороннего расширения внешней границы[2]	Осесимметричная струя $\mathrm{tg}\,\alpha_1 = 0{,}144$; $\alpha_1 \approx 8°20'$	$\mathrm{tg}\,\alpha_1 = 0{,}22$; $\alpha_1 \approx 12°30'$
Тангенс угла одностороннего сужения ядра постоянной скорости	$\mathrm{tg}\,\alpha_2 = 0{,}126$; $\alpha_2 \approx 7°10'$	–
Относительный диаметр внешней границы	$\bar{D}_s \equiv \frac{D_s}{D_0} = 1 + 0{,}144\bar{s}$; $\bar{s} = \frac{s}{R_0}$; $R_0 = \frac{D_0}{2}$	$\bar{D}_s = 0{,}22\bar{s}$

Продолжение таблицы 1.63

Параметры	Участок	
	начальный	основной ($\bar{s} > 12$)
Относительная площадь сечения	$\bar{F}_s \equiv \frac{F_s}{F_0} = \left(1 + 0{,}144\bar{s}\right)^2;$	$\bar{F}_s = \left(0{,}22\bar{s}\right)^2$
Относительная толщина пограничного слоя	$\bar{b}_{\text{п.с}} \equiv \frac{b_{\text{п.с}}}{R_0} = 0{,}27\bar{s}$	$\bar{R}_s = b_{\text{п.с}} = 0{,}22\bar{s}$
Относительная ширина ядра первоначальной массы	$\bar{R}_{\text{п.м}} \equiv \frac{R_{\text{п.м}}}{R_0} = 1 + 0{,}0186\bar{s} + 0{,}00012\bar{s}^2$	$\bar{R}_{\text{п.м}} = 0{,}22\bar{s}\eta_{\text{я}}$, где $\eta_{\text{я}} = f\left(\bar{s}\right)$
Относительная длина начального участка	$\bar{s}_{\text{н}} \equiv \frac{s_{\text{н}}}{R_0} \approx 8$	–
Относительная толщина струи в конце начального участка	$\bar{R}_{\text{н}} \equiv \frac{R_{\text{н}}}{R_0} = 2{,}16$	–
Относительная скорость по оси струи	$\bar{w}_m \equiv \frac{w_m}{w_0} = 1$	$\bar{w}_m = \frac{12{,}4}{\bar{s}}$
Относительная средняя арифметическая (по площади) скорость	$\bar{w}_{\text{ср}} \equiv \frac{w_{\text{ср}}}{w_m} = \frac{Q}{w_0 F_s} = \frac{1 + 0{,}073\bar{s} + 0{,}002\bar{s}^2 - 0{,}0001\bar{s}^3 + 0{,}000002\bar{s}^4}{1 + 0{,}316\bar{s} + 0{,}022\bar{s}^2 - 0{,}00047\bar{s}^3 + 0{,}000002\bar{s}^4}$	$\bar{w}_{\text{ср}} = 0{,}258 = \text{const}$
Относительная средняя квадратичная (по расходу) скорость	$\bar{w}'_{\text{ср}} \equiv \frac{w'_{\text{ср}}}{w_m} = \frac{\int w dm}{w_m m_s} = \left(1 + 0{,}073\bar{s} + 0{,}002\bar{s}^2 - 0{,}0001\bar{s}^3 + 0{,}000002\bar{s}^4\right)^{-1}$	$\bar{w}'_{\text{ср}} = 0{,}52 = \text{const}$
Относительный расход через данное сечение	$\bar{q} \equiv \frac{Q}{Q_0} = 1 + 0{,}073\bar{s} + 0{,}002\bar{s}^2 - 0{,}0001\bar{s}^3 + 0{,}000002\bar{s}^4$	$\bar{q} = 0{,}155\bar{s}$
Относительный запас кинетической энергии в данном сечении	$\bar{e} \equiv \frac{2E}{m_0 w_0^2} = 1 - 0{,}036\bar{s} - 0{,}0008\bar{s}^2 + 0{,}00006\bar{s}^3 + 0{,}000002\bar{s}^4$	$\bar{e} = \frac{7{,}75}{\bar{s}}$
Относительный запас энергии постоянной массы струи в данном сечении	$\bar{e}_{\text{я}} \equiv \frac{2E_{\text{я}}}{m_0 w_0^2} = \left(1 - 0{,}125\bar{s}\right)^2 + 0{,}054\bar{s}\left(1 + 0{,}144\bar{s}\right)K_1 - 0{,}27\bar{s}K_2$, где $K_1 = f_1\left(\eta_{\text{н.я}}\right)$ и $K_2 = f_2\left(\eta_{\text{н.я}}\right)$ см. табл. 1.65 или формулы (1.314); $\eta_{\text{н.я}} = 0{,}515 - 0{,}006\bar{s}$	$\bar{e}_{\text{я}} = \frac{92H_1}{\bar{s}}$, где $H_1 = f_1(\eta_{\text{я}})$ см. табл. 1.65 или формулу (1.315*а*); $\eta_{\text{я}} = f(s)$ см. рис. 1.195
Коэффициент сопротивления (потери энергии)	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 - \bar{e}$	$\zeta = 1 - \bar{e}$
Коэффициент количества движения	$M_s \equiv \frac{1}{F_s}\int_{F_s}\left(\frac{w}{w_{\text{ср}}}\right)^2 dF = \frac{1}{\bar{q}\,\bar{w}_{\text{ср}}}$	$M_s = \frac{1}{\bar{q}\,\bar{w}_m\bar{w}_{\text{ср}}} = 2{,}02$
Коэффициент кинетической энергии	$N_s \equiv \frac{1}{F_s}\int_{F_s}\left(\frac{w}{w_{\text{ср}}}\right)^3 dF = \frac{\bar{e}}{\bar{q}\,\bar{w}_{\text{ср}}^2}$	$N_s = \frac{\bar{e}}{\bar{q}\,\bar{w}_m^2\bar{w}_{\text{ср}}^2} = 4{,}88$
Плоская струя		
Тангенс угла одностороннего расширения внешней границы	$\operatorname{tg}\alpha_1 = 0{,}158 \quad \alpha_1 \approx 9°$	$\operatorname{tg}\alpha_1 = 0{,}22 \quad \alpha_1 \approx 12°30'$
Тангенс угла одностороннего сужения ядра постоянной скорости	$\operatorname{tg}\alpha_2 = 0{,}114 \quad \alpha_2 \approx 6°30'$	

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.63

Параметры	Участок	
	начальный	основной ($\bar{s} > 12$)
Относительная полуширина	$\bar{b}_s \equiv \frac{b_s}{b_0} = 1 + 0{,}158\bar{s}$	$\bar{b}_s = 0{,}22\bar{s}$
Относительная площадь сечения	$\bar{F}_s \equiv \frac{F_s}{F_0} = 1 + 0{,}158\bar{s}$	$\bar{F}_s = 0{,}22\bar{s}$
Относительная толщина пограничного слоя	$\bar{b}_{\text{п.с}} \equiv \frac{b_{\text{п.с}}}{b_0} = 0{,}27\bar{s}$	$\bar{b}_{\text{п.с}} = 0{,}22\bar{s}$
Относительная ширина ядра первоначальной массы	$\bar{b}_{\text{п.м}} \equiv \frac{b_{\text{п.м}}}{b_0} = 1 + 0{,}019\bar{s}$	$\bar{b}_{\text{п.м}} = 0{,}22\eta_{\text{я}}\bar{s}$, где $\eta_{\text{я}} = f(\bar{s})$ см. рис. 1.195
Относительная длина начального участка	$\bar{s}_{\text{н}} \equiv \frac{s}{b_0} = 9$	–
Относительная толщина струи в конце начального участка	$\bar{b}_{\text{н}} \equiv \frac{b_{\text{н}}}{b_0} = 2{,}43$	–
Относительная скорость оси	$\bar{w}_m \equiv \frac{w_m}{w_0} = 1$	$\bar{w}_m \approx \frac{3{,}8}{\bar{s}}$
Относительная средняя арифметическая (по площади) скорость	$\bar{w}_{\text{ср}} \equiv \frac{Q}{w_m F_0} = \frac{1 + 0{,}0036\bar{s}}{1 + 0{,}158\bar{s}}$	$\bar{w}_{\text{ср}} = 0{,}45 = \text{const}$
Относительная средняя квадратичная (по расходу) скорость	$\bar{w}'_{\text{ср}} \equiv \frac{\int_{F_m} w\,dm}{w_m m_s} = \frac{1}{1 + 0{,}036\bar{s}}$	$\bar{w}'_{\text{ср}} = 0{,}7 = \text{const}$
Относительный расход жидкости через данное сечение	$\bar{q} \equiv \frac{Q}{Q_0} = 1 + 0{,}036\bar{s}$	$\bar{q} = 0{,}375\sqrt{\bar{s}}$
Относительный запас кинетической энергии струи в данном сечении	$\bar{e} \equiv \frac{2E}{m_0 w_0^2} = 1 - 0{,}019\bar{s}$	$\bar{e} \approx \frac{3{,}1}{\sqrt{\bar{s}}}$
Относительный запас энергии постоянной массы струи в данном сечении	$\bar{e}_{\text{я}} \equiv \frac{2E_{\text{я}}}{m_0 w_0^2} = 1 - 0{,}27\bar{s}\left(0{,}0416 - K_1\right)$ где $K_1 = f(\eta_{\text{я}})$ см. табл. 1.65 или формулу 1.314*а*	$\bar{e}_{\text{я}} = \frac{12H_2}{\sqrt{\bar{s}}}$, где $H_2 = f_2(\eta_{\text{я}})$ см. табл. 1.65 или формулу (1.315*б*), $\eta_{\text{я}}$ см. рис. 1.195
Коэффициент сопротивления (потеря энергии)	$\zeta = 1 - \bar{e}$	$\zeta = 1 - \bar{e}$

[1] По новой теории Г. Н. Абрамовича [4].

[2] В переходном сечении происходит как бы излом границ струи ($\alpha_1 > \alpha_{1\text{н}}$).

В действительности угол наклона границ переходного участка плавно изменяется от величины $\alpha_{1\text{н}}$ до α_1.

Таблица 1.64

Значение $\eta_{\text{я}} = f(\bar{s})$ (рис. 1.195)

$\bar{s}$										
12,4	15	17,5	20	30	40	60	80	100	120	160
1. Осесимметричная струя										
0,6	0,4	0,34	0,32	0,25	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10
2. Плоская струя										
0,6	0,35	0,32	0,30	0,23	0,20	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09

Справочник по гидравлике

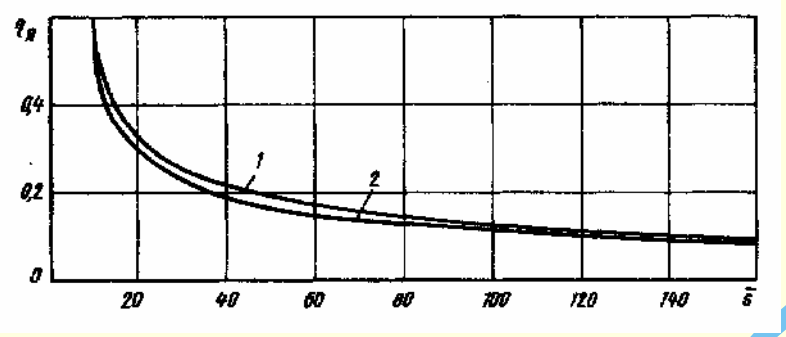


Рис. 1.195. Зависимость $\eta_я = f(\bar{s})$ [4] *1* – осесимметричная струя; *2* – плоская струя

33. Профиль безразмерных скоростей асимметричной и плоской свободных струй можно описать следующими формулами Шлихтинга [4] для начального участка:

$$\frac{w_0 - w}{w_0} = \left[1 - \left(\frac{y - y_г}{R_s}\right)\right]^2 = \left(1 - \eta_{ня}^{1,5}\right)^2,\ \eta_{ня} = \frac{y - y_г}{R_s},$$

для основного участка

$$\frac{w}{w_m} = \left[1 - \left(\frac{y}{R_s}\right)^{1,5}\right]^2 = \left(1 - \eta_я^{1,5}\right)^2,\ \eta_я = \frac{y}{R_s}.$$

Для начального участка струи $R_s = b_{п.с}$ – полная толщина пограничного слоя (рис. 1.194);
y – расстояние от заданной точки до стыка пограничного слоя с ядром постоянной скорости; y_1 – граница ядра постоянной скорости; y_2 – общая (внешняя) граница струи. Для основного участка R_s – радиус сечения струи.

Таблица 1.65

Значения $K = f(\eta_{н.я})$ и $H = f(\eta_я)$ [формулы (1.314), (1.315)]

Параметры	$\eta_{н.я}$, $\eta_я$								
	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,5	0,6
K_1	0,347	0,347	0,346	0,346	0,346	0,345	0,340	0,338	0,300
K_2	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275	0,270	0,265	0,250
H_1	0,009	0,018	0,029	0,041	0,052	0,061	0,069	0,080	0,084
H_2	0,093	0,131	0,162	0,188	0,208	0,222	0,233	0,245	0,250

$$\left.\begin{aligned} K_1 &= \int_{\eta_{н.я}}^{1}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 d\eta = 0,347 - \left(1,456\eta_{н.я}^{5,5} - 1,715\eta_{н.я}^{7} + 0,706\eta_{н.я}^{8,5} - 0,1\eta_{н.я}^{10}\right);\ (а) \\ K_2 &= \int_{\eta_{н.я}}^{1}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 \eta\, d\eta = 0,274 - \left(1,232\eta_{н.я}^{6,5} - 1,5\eta_{н.я}^{8} + 0,632\eta_{н.я}^{9,5} - 0,09\eta_{н.я}^{11}\right);\ (б) \end{aligned}\right\} \quad (1.314)$$

$$\left.\begin{aligned} H_1 &= \eta_я^2 - 3,428\eta_я^{3,5} + 6,0\eta_я^5 - 6,154\eta_я^{6,5} + 3,75\eta_я^8 - 1,263\eta_я^{9,5} + 0,182\eta_я^{11};\ (а) \\ H_2 &= \eta_я - 2,4\eta_я^{2,5} + 3,75\eta_я^4 - 3,64\eta_я^{5,5} + 2,14\eta_я^7 - 0,706\eta_я^{8,5} + 0,1\eta_я^{10},\qquad (б) \end{aligned}\right\} \quad (1.315)$$

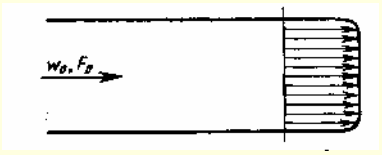
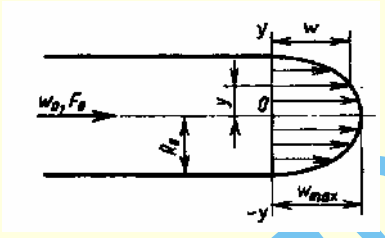
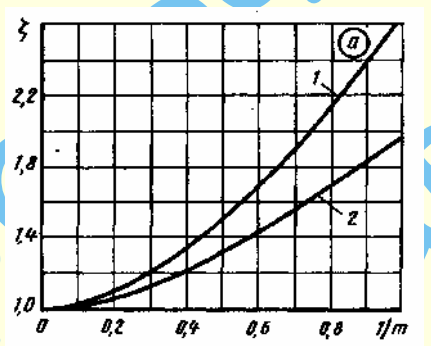
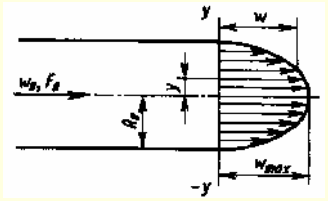
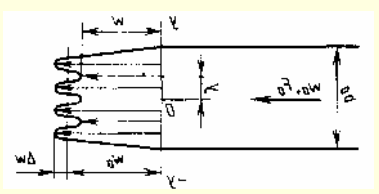
$$\eta_{н.я} = 0,515 - 0,006\bar{s} \quad (1.316)$$

$\eta_я$ – см. табл. 1.64

Справочник по гидравлике

1.8.9.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Выход (свободный) из прямой трубы при различном распределении скоростей [251, 267]	**Диаграмма 1.8.9–1**

Распределение скоростей и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta_0 \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Равномерное 	$\zeta = 1{,}0$
По степенному закону $\dfrac{w}{w_{max}} = \left(1 - \dfrac{y}{R_0}\right)^{\frac{1}{m}}$ $m \geq 1{,}0$ 	Труба круглого или квадратного сечения: $\zeta = \dfrac{(2m+1)^3 (m+1)^3}{4m^4 (2m+3)(m+3)}$ см. кривую *1* графика *а*. Плоская труба: $\zeta = \dfrac{(m+1)^3}{m^2 (m+3)}$ см. кривую *2* графика *а*.  **Значения ζ** Труба | m: 1,00 | 1,35 | 2,00 | 3,00 | 4,00 | 7,00 | ∞ 1. Круглого сечения: 2,70 | 2,00 | 1,50 | 1,25 | 1,15 | 1,06 | 1,00 2. Плоская: 2,00 | 1,63 | 1,35 | 1,19 | 1,12 | 1,04 | 1,00
Параболическое: $\dfrac{w}{w_0} = 1 - \left(\dfrac{y}{R_0}\right)^2$ 	Труба круглого или квадратного сечения: $\zeta = 2{,}0$. Плоская труба: $\zeta = 1{,}55$.
По закону тригонометрической функции в плоской трубе: $\dfrac{w}{w_0} = 1 + \dfrac{\Delta w}{w_0} \sin\left(\dfrac{4k_1 \pi y}{b_0}\right)$ k_1 —целое число 	$\zeta = 1 + 1{,}5 \cdot \left(\dfrac{\Delta w}{w_0}\right)^2$ см. график *б* $\Delta w / w_0$: 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 ζ: 1,02 | 1,06 | 1,13 | 1,24 | 1,38 $\Delta w / w_0$: 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 ζ: 1,54 | 1,74 | 1,96 | 2,20 | 2,50

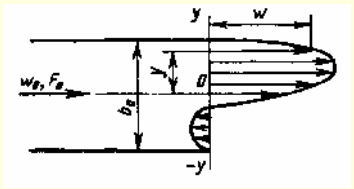
Справочник по гидравлике

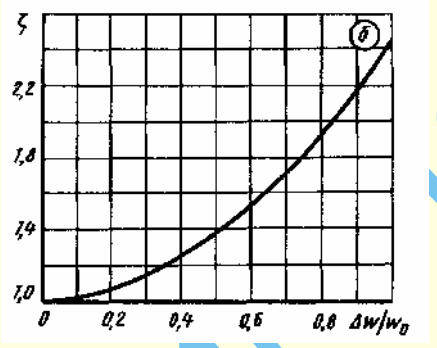
Продолжение

Выход (свободный) из прямой трубы при различном распределении скоростей [253, 269]	**Диаграмма 1.8.9–1**

Несимметричное в плоской трубе:

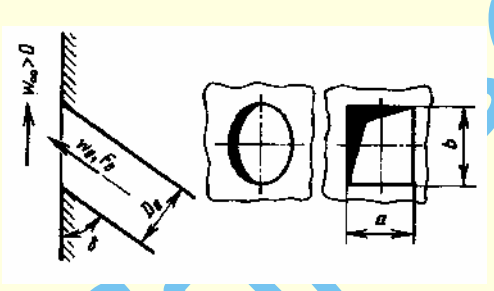
$$\frac{w}{w_0} = 0{,}585 + 1{,}64\sin\left(0{,}2 + 3{,}9\frac{y}{b_0}\right)$$





$\zeta = 3{,}67$

Выход из трубы, заделанной заподлицо в стенку, при наличии проходящего потока ($w_\infty > 0$); $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_\Gamma}{\nu} \geq 10^4$ [474]	**Диаграмма 1.8.9–2**

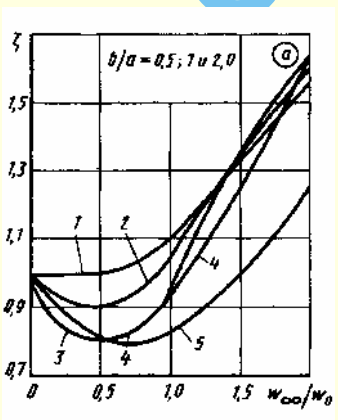


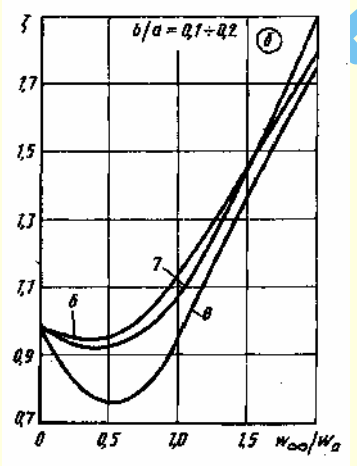
$$D_\Gamma = \frac{4F_0}{\Pi_0};$$

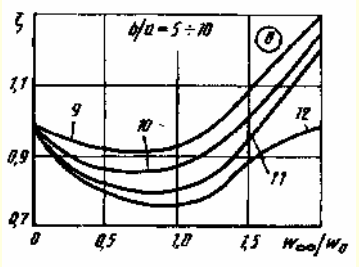
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2} = f\left(\frac{w_\infty}{w_0}\right)$$

Значения ζ для отверстий круглого и прямоугольного сечений (с округлением до 10%)

$\frac{b}{a}$	δ° (№ кривой)	$\frac{w_\infty}{w_0}$				
		0	0,5	1,0	1,5	2,0
0,5; 1,0; 2,0 (график *а*)	30÷45 (*1*)	1,00	1,00	1,10	1,33	1,55
	60 (*2*)	1,00	0,90	1,05	1,35	1,60
	90 (*3*)	1,00	0,80	0,95	1,35	1,65
	120÷135 (*4*)	1,00	0,80	0,95	1,25	1,65
	150 (*5*)	1,00	0,82	0,83	1,00	1,25
0,1 – 0,2 (график *б*)	30÷90 (*6*)	1,00	0,95	1,15	1,45	1,80
	120 (*7*)	1,00	0,92	1,07	1,40	1,90
	150 (*8*)	1,00	0,75	0,95	1,35	1,75
5 – 10 (график *в*)	45 (*9*)	1,00	0,92	0,93	1,10	1,30
	60 (*10*)	1,00	0,7	0,87	1,03	1,25
	90 (*11*)	1,00	0,82	0,80	0,97	1,20
	120 (*12*)	1,00	0,80	0,76	0,90	0,98

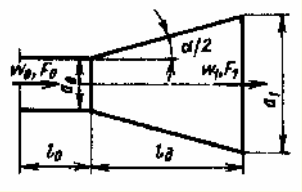






Справочник по гидравлике

Выход (свободный) из прямолинейного конического диффузора [280 – 282]	**Диаграмма 1.8.9–3**



$$n_1 = \frac{F_1}{F_0};\ \mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu};$$

$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

Равномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1,0\right)$:

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{p w_0^2/2} == f(\alpha, n_1, \mathrm{Re})$ см. график *а.*

Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0} \geq 1,0\right)$ см. диаграмму 1.8.3–1

$$\zeta \equiv k_п \zeta_п$$

а) для диффузоров за прямым участком с $\frac{l_0}{d_0} \geq 10$, $k_п = f(\alpha_1, n_1, \mathrm{Re})$ см. график *б*,

б) для диффузоров с $\alpha = 6 \div 14°$ за фасонной частью $k_п$ определяется, как $k_д = f\left(\frac{w}{w_0}\right)$ по диаграмме 1.8.3–1;

в) для диффузоров с $\alpha > 20°$ за фасонной частью $k_п$ принимается ориентировочно, как N_0, по табл. 1.166 – 1.172.

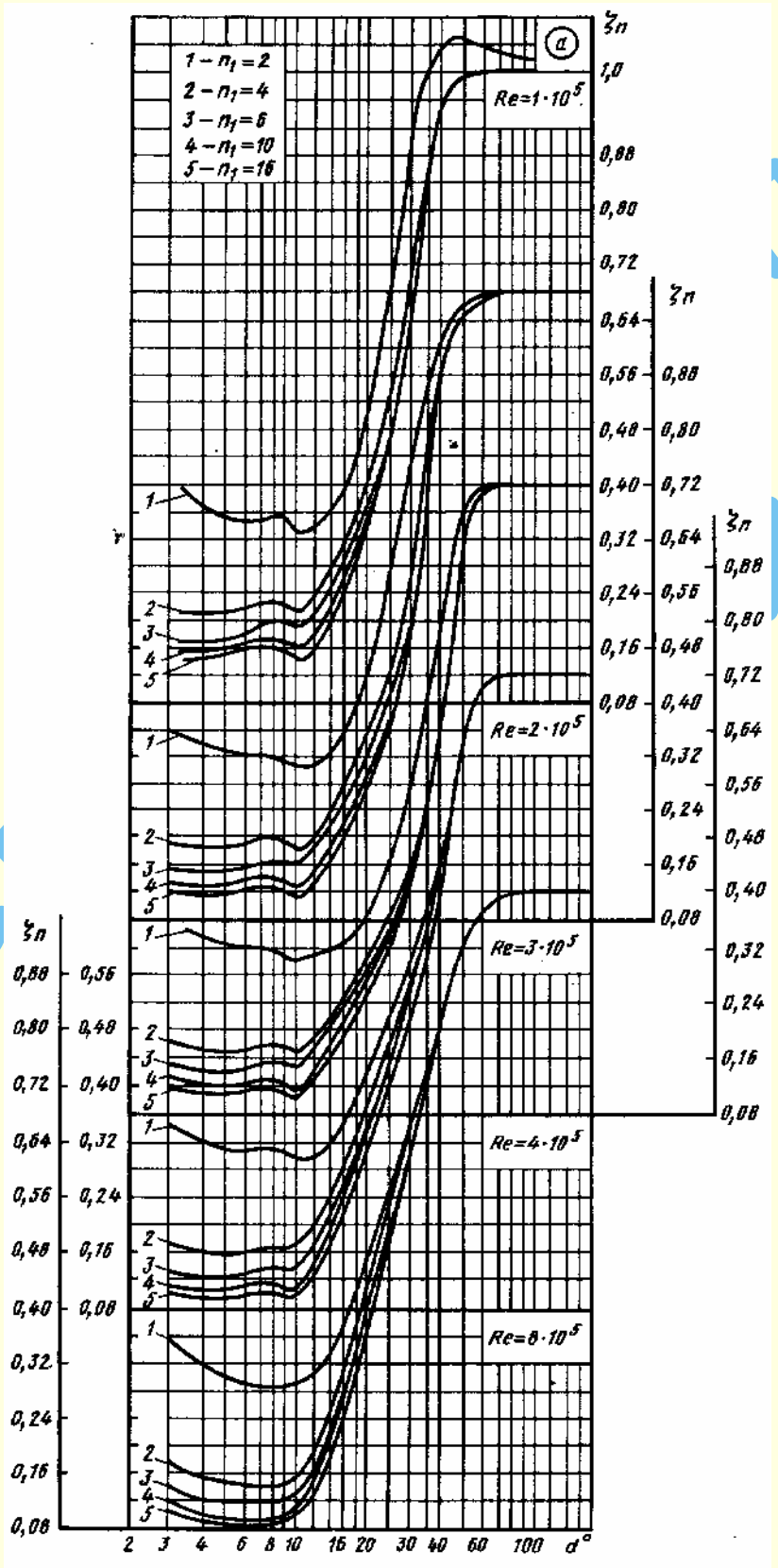
Значения ζ при $\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1,0 \left(\frac{l_0}{D_0} \approx 0\right)$

Re·10^{-5}	α°												
	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	≥90
$n_1 = 2$													
1	0,409	0,369	0,342	0,357	0,326	0,342	0,365	0,400	0,506	0,902	1,049	1,037	1,02
2	0,355	0,342	0,324	0,320	0,310	0,320	0,333	0,355	0,440	0,740	0,969	0,994	1,0
3	0,360	0,342	0,320	0,321	0,302	0,313	0,323	0,329	0,360	0,527	0,898	0,995	1,0
4	0,346	0,325	0,310	0,315	0,302	0,303	0,315	0,344	0,418	0,578	0,782	0,982	1,0
≥6	0,360	0,320	0,295	0,291	0,293	0,306	0,329	0,360	0,458	0,635	0,858	0,969	1,0
$n_1 = 4$													
1	0,213	0,209	0,217	0,235	0,213	0,240	0,280	0,320	0,400	0,697	0,986	1,004	1,0
2	0,190	0,186	0,186	0,200	0,182	0,204	0,240	0,280	0,355	0,542	0,938	0,995	1,0
3	0,184	0,173	0,169	0,182	0,173	0,190	0,226	0,247	0,298	0,440	0,760	0,995	1,0
4	0,178	0,167	0,160	0,167	0,167	0,199	0,233	0,275	0,360	0,555	0,782	0,982	1,0
≥6	0,18	0,16	0,15	0,15	0,15	0,18	0,23	0,2	0,42	0,63	0,85	0,96	1,0
$n_1 = 6$													
1	0,171	0,169	0,180	0,200	0,186	0,217	0,257	0,293	0,373	0,666	0,986	1,006	1,0
2	0,155	0,153	0,155	0,164	0,160	0,186	0,222	0,253	0,320	0,493	0,938	0,980	1,0
3	0,150	0,146	0,146	0,160	0,153	0,173	0,200	0,233	0,280	0,400	0,760	0,989	1,0
4	0,133	0,129	0,129	0,146	0,138	0,160	0,209	0,249	0,346	0,520	0,782	0,982	1,0
≥6	0,150	0,127	0,122	0,127	0,129	0,159	0,218	0,273	0,384	0,618	0,858	0,969	1,0
$n_1 = 10$													
1	0,155	0,159	0,169	0,175	0,164	0,182	0,237	0,275	0,359	0,680	0,986	1,006	1,0
2	0,133	0,131	0,138	0,146	0,127	0,150	0,190	0,226	0,295	0,498	0,938	0,715	1,0
3	0,129	0,126	0,127	0,133	0,115	0,138	0,180	0,209	0,266	0,400	0,760	0,989	1,0
4	0,117	0,115	0,117	0,120	0,114	0,133	0,186	0,239	0,320	0,520	0,782	0,982	1,0
≥6	0,133	0,109	0,102	0,104	0,110	0,142	0,200	0,266	0,384	0,613	0,858	0,969	1,0
$n_1 = 16$													
1	0,144	0,142	0,164	0,164	0,155	0,159	0,200	0,253	0,355	0,657	0,986	1,006	1,0
2	0,122	0,119	0,123	0,133	0,115	0,135	0,173	0,200	0,270	0,493	0,938	0,997	1,0
3	0,117	0,110	0,115	0,120	0,104	0,133	0,160	0,190	0,253	0,400	0,760	0,989	1,0
4	0,106	0,102	0,099	0,106	0,102	0,120	0,175	0,219	0,298	0,499	0,782	0,982	1,0
≥6	0,11	0,09	0,08	0,09	0,09	0,12	0,17	0,23	0,36	0,60	0,85	0,96	1,0

Справочник по гидравлике

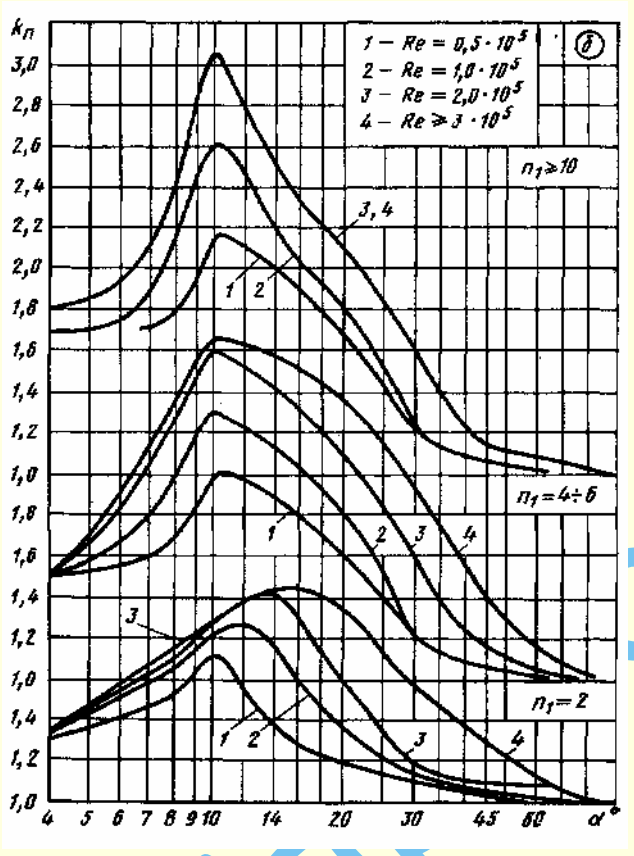
Продолжение

Выход (свободный) из прямолинейного конического диффузора [280 – 282]	Диаграмма 1.8.9–3



Продолжение

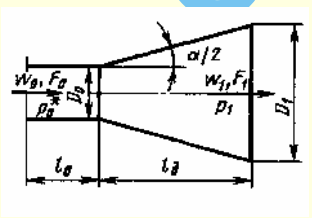
Выход (свободный) из прямолинейного конического диффузора [286 – 282]	**Диаграмма 1.8.9–3**



Значения $k_п$ при $\frac{w_{max}}{w_0} > 1,0$

Re·10^{-5}	α°											
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90
$n_1 = 2$												
0,5	1,30	1,40	1,50	1,70	1,60	1,35	1,30	1,22	1,10	1,05	1,00	1,0
1,0	1,33	1,50	1,65	1,82	1,85	1,75	1,60	1,40	1,12	1,06	1,05	1,0
2,0	1,33	1,55	1,70	1,87	2,00	2,00	1,87	1,60	1,12	1,10	1,10	1,0
≥3,0	1,33	1,57	1,75	1,88	2,00	2,03	2,03	1,95	1,55	1,30	1,10	1,0
$n_1 = 4 \div 6$												
0,5	1,52	1,55	1,70	2,00	1,96	1,90	1,80	1,65	1,20	1,05	1,00	1,0
1,0	1,52	1,68	2,00	2,30	2,23	2,12	2,00	1,85	1,23	1,05	1,00	1,0
2,0	1,52	1,85	2,28	2,60	2,52	2,42	2,30	2,15	1,60	1,10	1,05	1,0
≥3,0	1,52	1,90	2,35	2,65	2,63	2,60	2,50	2,35	1,90	1,40	1,10	1,0
$n_1 = \geq 10$												
0,5	1,70	1,73	1,80	2,15	2,10	1,95	1,88	1,68	1,20	1,05	1,00	1,0
1,0	1,70	1,73	2,15	2,60	2,40	2,17	2,02	1,85	1,20	1,05	1,03	1,0
≥2,0	1,80	1,93	2,40	3,05	2,75	2,53	2,30	2,10	1,60	1,12	1,08	1,0

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [142]	**Диаграмма 1.8.9–4**



$$n_1 = \frac{F_1}{F_0} \qquad \overline{p} = \frac{p_1}{p_0^*} = \frac{p_a}{p_0^*} = f\left(\lambda_c, \alpha, n_1, \frac{l_0}{D_0}\right) \text{ см. график,}$$

$$\zeta_n \equiv \frac{\Delta p}{\rho_0^* w_0^2/2} = \frac{k+1}{k} \cdot \frac{1}{\lambda_c^2} \ln \frac{1}{\overline{p}}; \quad \lambda_c = \frac{w_0}{a_{кр}}; \quad a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*}$$

Значения $\overline{p}$ при α = 4 ° (график *а*)

n_1	λ_c										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,945
	Re ·10^{-5}										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,1	12,2
$\frac{l_0}{D_0} = 0$											
2	0,999	0,994	0,982	0,971	0,958	0,943	0,926	–	–	–	–
4	0,999	0,996	0,992	0,986	0,979	0,971	0,963	0,955	0,945	0,940	0,920
6	0,999	0,997	0,993	0,988	0,983	0,977	0,970	0,963	0,956	0,945	0,930
10–16	0,999	0,997	0,993	0,990	0,985	0,980	0,975	0,969	0,964	0,955	0,940

Справочник по гидравлике.

Продолжение

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [142]	**Диаграмма 1.8.9–4**

$\frac{l_0}{D_0} = 2$											
2	0,999	0,991	0,980	0,966	0,952	0,936	0,920	–	–	–	–
4	0,999	0,996	0,990	0,984	0,977	0,970	0,961	0,953	–	–	–
6	0,999	0,998	0,993	0,987	0,980	0,974	0,970	0,963	–	–	–
10–16	0,999	0,999	0,995	0,990	0,984	0,978	0,975	0,969	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$											
2	0,998	0,990	0,980	0,966	0,952	0,937	0,922	–	–	–	–
4	0,999	0,997	0,991	0,983	0,975	0,966	0,956	0,946	–	–	–
6	0,999	0,998	0,994	0,987	0,980	0,974	0,965	0,956	–	–	–
10–16	0,999	0,999	0,995	0,990	0,984	0,977	0,969	0,960	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$											
2	0,998	0,990	0,978	0,962	0,945	0,927	–	–	–	–	–
4	0,999	0,994	0,987	0,978	0,968	0,957	0,944	0,930	–	–	–
6	0,999	0,995	0,989	0,983	0,975	0,965	0,954	0,942	–	–	–
10–16	0,999	0,996	0,990	0,984	0,977	0,968	0,957	0,946	–	–	–

Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 6°$ (график *б*)

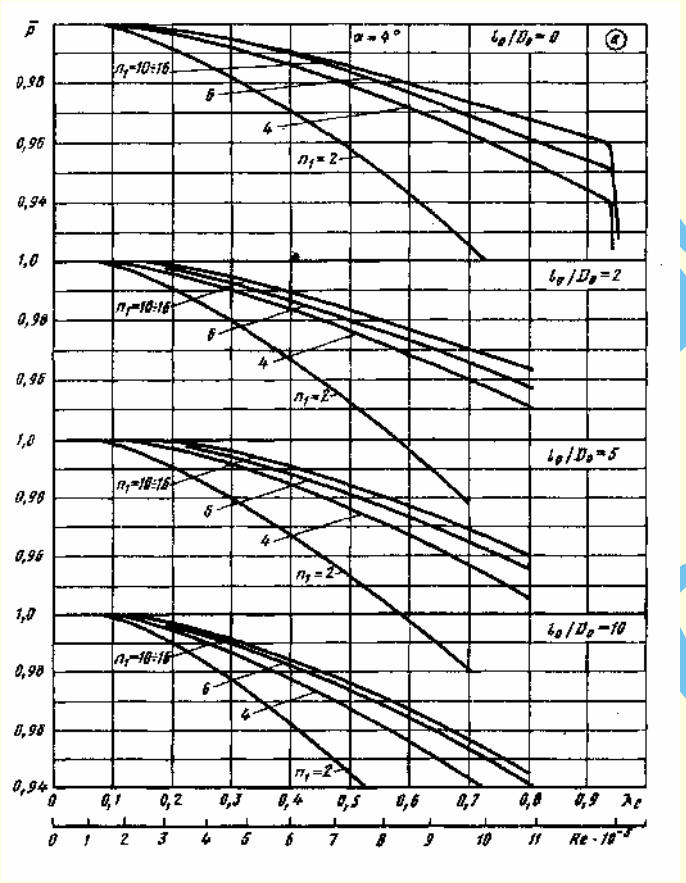
n_1	λ_c										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,1	12,2
$\frac{l_0}{D_0} = 0$											
2	0,999	0,994	0,985	0,974	0,958	0,947	0,932	–	–	–	–
4	0,999	0,997	0,992	0,985	0,978	0,970	0,963	0,954	0,946	0,940	0,930
6	0,999	0,999	0,995	0,989	0,983	0,977	0,970	0,963	0,955	0,950	0,930
10	0,999	0,999	0,996	0,990	0,985	0,979	0,974	0,968	0,961	0,950	0,930
16	0,999	0,999	0,997	0,992	0,987	0,982	0,976	0,970	0,963	0,950	0,930
$\frac{l_0}{D_0} = 2$											
2	0,998	0,990	0,980	0,968	0,953	0,937	0,920	–	–	–	–
4	0,999	0,995	0,989	0,982	0,973	0,963	0,953	0,940	–	–	–
6	0,999	0,997	0,991	0,985	0,978	0,970	0,960	0,950	0,938	–	–
10–16	0,999	0,997	0,993	0,988	0,983	0,976	0,968	0,962	0,953	0,941	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$											
2	0,998	0,990	0,980	0,967	0,951	0,931	–	–	–	–	–
4	0,999	0,995	0,988	0,980	0,970	0,959	0,947	0,933	–	–	–
6	0,999	0,996	0,990	0,983	0,977	0,968	0,958	0,947	–	–	–
10–16	0,999	0,996	0,992	0,986	0,979	0,971	0,962	0,952	–	–	–

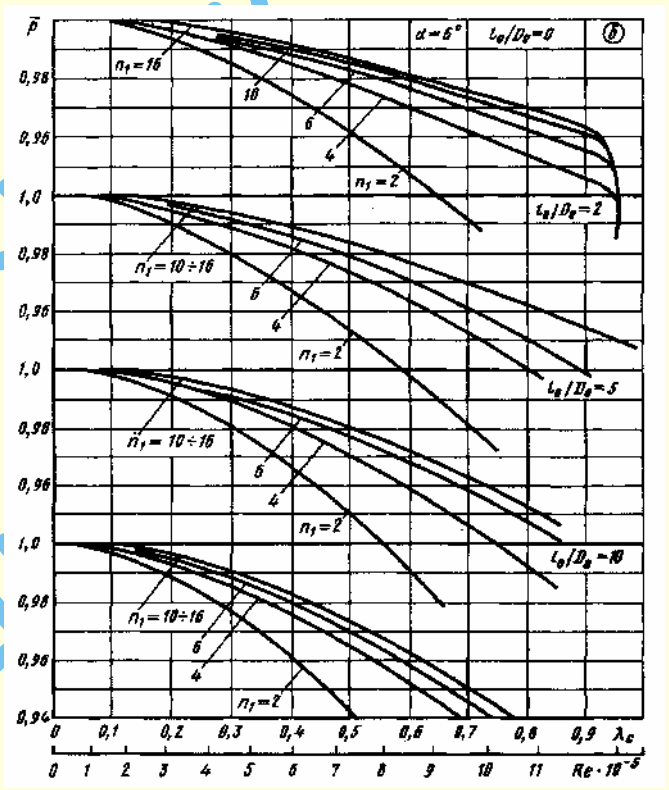
Справочник по гидравлике

Продолжение

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [142]	**Диаграмма 1.8.9–4**

$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$											
2	0,997	0,988	0,977	0,961	0,941	0,918	–	–	–	–	–
4	0,998	0,993	0,985	0,976	0,965	0,952	0,938	0,924	–	–	–
6	0,999	0,995	0,988	0,980	0,970	0,958	0,945	0,932	–	–	–
10–16	0,999	0,996	0,990	0,982	0,973	0,962	0,950	0,937	–	–	–





Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 8°$ (график *в*)

n_1	λ_0										
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,94	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$										
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,1	12,2
$\frac{l_0}{D_0} = 0$											
2	0,999	0,995	0,986	0,972	0,957	0,942	0,927	0,910	–	–	–
4	0,999	0,997	0,993	0,986	0,978	0,970	0,960	0,950	0,937	0,931	0,920
6	0,999	0,998	0,994	0,988	0,982	0,974	0,967	0,959	0,951	0,947	0,930
10 – 16	0,999	0,998	0,995	0,986	0,985	0,979	0,972	0,965	0,959	0,953	0,940

Продолжение

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [142]	**Диаграмма 1.8.9–4**

$\frac{l_0}{D_0} = 2$											
2	0,998	0,990	0,979	0,966	0,950	0,932	–	–	–	–	–
4	0,999	0,993	0,987	0,979	0,970	0,960	0,948	0,932	–	–	–
6	0,999	0,994	0,990	0,983	0,975	0,965	0,954	0,943	0,930	–	–
10 – 16	0,999	0,995	0,996	0,985	0,979	0,971	0,962	0,952	0,938	–	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$											
2	0,998	0,990	0,977	0,961	0,943	0,925	–	–	–	–	–
4	0,999	0,993	0,986	0,975	0,963	0,951	0,938	0,924	–	–	–
6	0,999	0,995	0,988	0,980	0,971	0,960	0,948	0,934	–	–	–
10 – 16	0,999	0,995	0,989	0,983	0,976	0,966	0,954	0,941	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$											
2	0,998	0,990	0,975	0,959	0,940	0,920	–	–	–	–	–
4	0,998	0,932	0,983	0,970	0,957	0,942	0,925	–	–	–	–
6	0,999	0,994	0,987	0,975	0,963	0,950	0,933	–	–	–	–
10 – 16	0,999	0,994	0,998	0,978	0,967	0,956	0,942	–	–	–	–

Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 10°$ (график *г*)

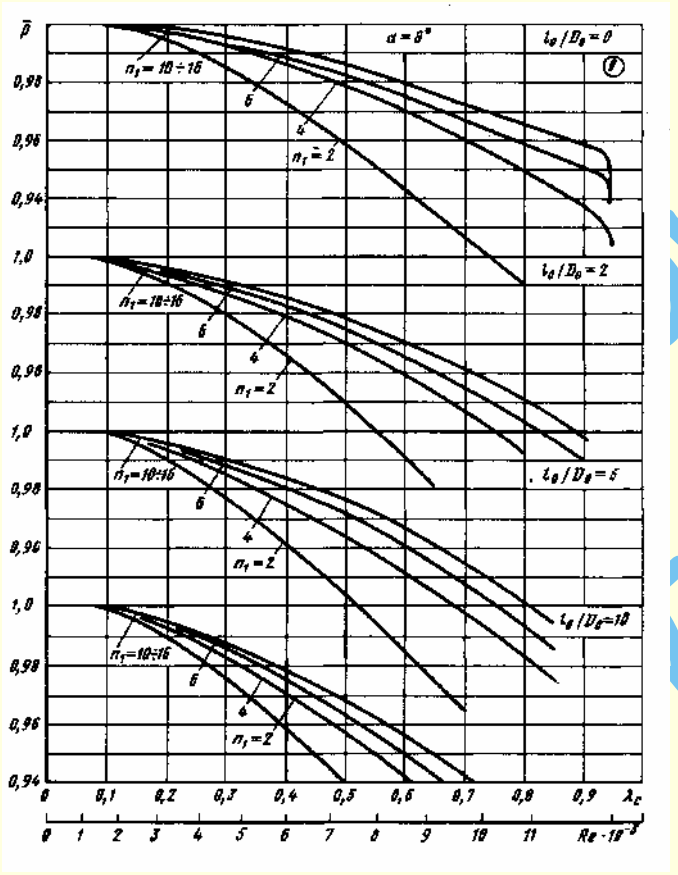
n_1	λ_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
	$Re \cdot 10^{-5}$									
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7	12,2
$\frac{l_0}{D_0} = 0$										
2	0,998	0,994	0,984	0,972	0,959	0,945	0,930	0,913	–	–
4	0,999	0,996	0,991	0,985	0,977	0,968	0,959	0,950	0,940	0,933
6	0,999	0,996	0,993	0,987	0,981	0,973	0,966	0,958	0,951	0,940
10 – 16	0,999	0,997	0,994	0,989	0,984	0,977	0,970	0,963	0,956	0,951
$\frac{l_0}{D_0} = 2$										
2	0,997	0,991	0,978	0,963	0,948	0,933	0,914	–	–	–
4	0,998	0,994	0,987	0,976	0,964	0,950	0,933	0,910	–	–
6	0,998	0,994	0,987	0,978	0,968	0,958	0,943	0,923	–	–
10 – 16	0,998	0,995	0,988	0,981	0,973	0,964	0,952	0,934	–	–
$\frac{l_0}{D_0} = 5$										
2	0,997	0,989	0,976	0,960	0,940	0,918	–	–	–	–
4	0,998	0,993	0,982	0,968	0,953	0,936	–	–	–	–
6	0,998	0,994	0,985	0,973	0,960	0,948	0,934	–	–	–
10 – 16	0,999	0,994	0,986	0,976	0,965	0,952	0,939	–	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [142]	**Диаграмма 1.8.9–4**

$\frac{l_0}{D_0} \geq 10$										
2	0,996	0,988	0,973	0,956	0,935	–	–	–	–	–
4	0,998	0,992	0,982	0,968	0,953	0,937	0,918	–	–	–
6	0,998	0,993	0,984	0,971	0,959	0,942	0,922	–	–	–
10	0,998	0,993	0,984	0,974	0,961	0,945	0,928	–	–	–
16	0,999	0,994	0,985	0,976	0,964	0,949	0,934	–	–	–

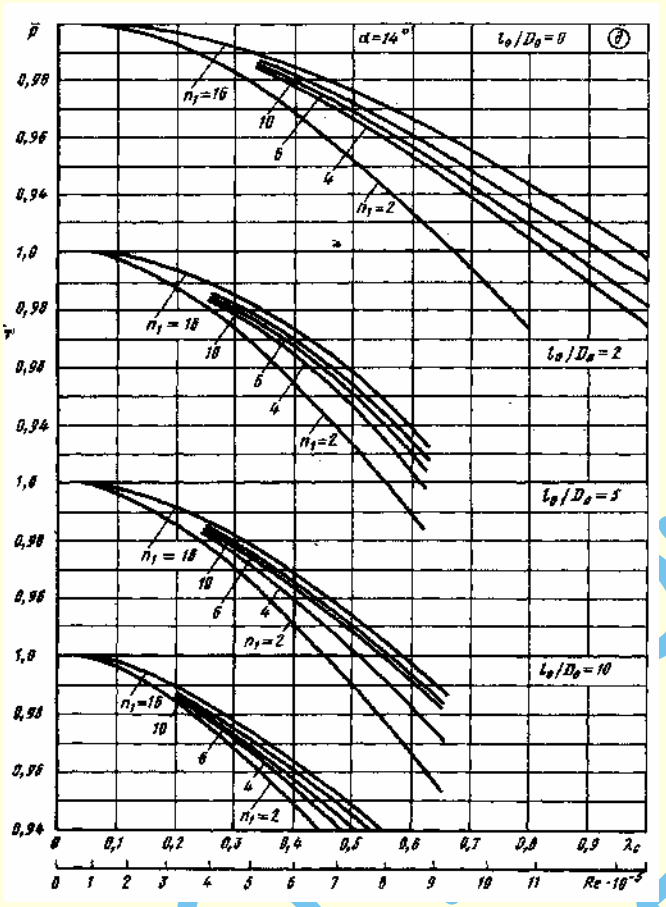


Значения $\bar{p}$ при $\alpha = 14°$ (график *д*)

n_1	λ_0								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	$Re \cdot 10^{-5}$								
	1,7	3,2	4,6	6,0	7,3	8,6	9,8	10,8	11,7
$\frac{l_0}{D_0} = 0$									
2	0,998	0,993	0,983	0,968	0,953	0,932	0,915	0,895	–
4	0,998	0,995	0,988	0,978	0,967	0,953	0,940	0,926	0,910
6	0,999	0,995	0,988	0,980	0,969	0,958	0,943	0,930	0,915
10	0,999	0,996	0,990	0,981	0,971	0,960	0,948	0,936	0,923
16	0,999	0,996	0,991	0,983	0,975	0,965	0,954	0,942	0,930

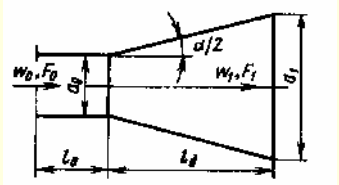
Продолжение

Выход (свободный) из конических диффузоров при больших дозвуковых скоростях (коэффициенты восстановления давления) [142]	**Диаграмма 1.8.9–4**



$\frac{l_0}{D_0}=2$									
2	0,998	0,987	0,974	0,954	0,932	0,909	–	–	–
4	0,998	0,990	0,979	0,965	0,947	0,925	–	–	–
6	0,998	0,990	0,980	0,968	0,952	0,930	–	–	–
10	0,999	0,991	0,981	0,970	0,955	0,935	–	–	–
16	0,999	0,993	0,983	0,973	0,960	0,940	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0}=5$									
2	0,996	0,986	0,970	0,950	0,930	0,906	–	–	–
4	0,997	0,988	0,976	0,960	0,942	0,922	–	–	–
6	0,997	0,989	0,977	0,963	0,948	0,930	–	–	–
10	0,997	0,989	0,978	0,965	0,950	0,933	–	–	–
16	0,998	0,991	0,980	0,968	0,953	0,937	–	–	–
$\frac{l_0}{D_0}\geq 10$									
2	0,996	0,985	0,968	0,948	0,927	–	–	–	–
4	0,997	0,987	0,972	0,955	0,936	0,910	–	–	–
6	0,997	0,987	0,973	0,958	0,940	0,917	–	–	–
10	0,998	0,988	0,975	0,960	0,944	0,927	–	–	–
16	0,998	0,989	0,977	0,962	0,947	0,931	–	–	–

Выход из прямолинейного пирамидального диффузора квадратного сечения [281 – 283]	**Диаграмма 1.8.9–5**



$n_1=\frac{F_1}{F_0}$; $\mathrm{Re}=\frac{w_0 D_0}{\nu}$; $D_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$

Равномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0}\approx 1,0\right)$:

$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}=\zeta_п=f(\alpha, n_1, \mathrm{Re})$ см. график *а*.

Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\frac{w_{max}}{w_0}\geq 1,1\right)$

см. диаграмму 1.8.3–1

а) для диффузоров за прямым участком с $\frac{l_0}{D_г}\geq 10$ $\zeta=\zeta_п=f(\alpha, n_1, \mathrm{Re})$ см. график *б*,

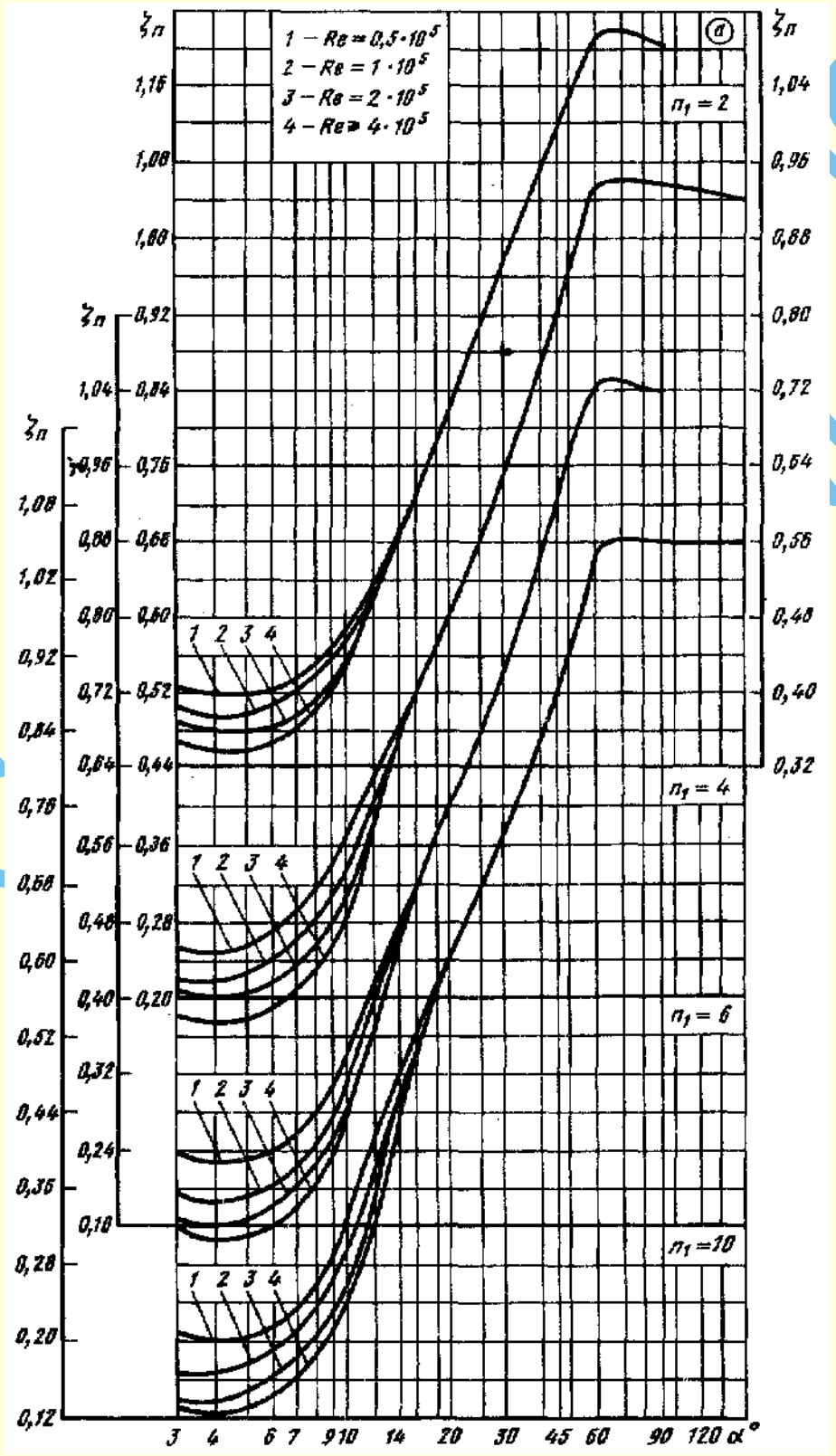
б) для диффузоров с $\alpha = 6 \div 14°$ за фасонной частью $\zeta=k_п\zeta_п$, где $\zeta_п$ см. график *а*, $k_п$ определяется, как $k_д$, по диаграмме 1.8.3–1;

в) для диффузоров с $\alpha > 20°$ за фасонной частью $\zeta=k_п\zeta_п$, где $k_п$ принимается ориентировочно, как N_0, по табл. 1.166 – 1.172.

Справочник по гидравлике

Продолжение

Выход из прямолинейного пирамидального диффузора квадратного сечения [281 – 283]	Диаграмма 1.8.9–5



Продолжение

Выход из прямолинейного пирамидального диффузора квадратного сечения [281 – 283]	**Диаграмма 1.8.9–5**

Значения $\zeta_п$ при $\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1,0$; $\frac{l_0}{D_г} \approx 0$

$Re \cdot 10^{-5}$	α°								
	4	6	8	10	14	20	30	45	≥60
$n_1 = 2$									
0,5	0,40	0,40	0,43	0,47	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10
1	0,38	0,39	0,42	0,46	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10
2	0,36	0,37	0,39	0,44	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10
≥4	0,34	0,36	0,38	0,43	0,58	0,70	0,86	1,01	1,10
$n_1 = 4$									
0,5	0,25	0,27	0,32	0,30	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
1	0,22	0,24	0,28	0,34	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
2	0,20	0,22	0,25	0,31	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
≥4	0,18	0,20	0,23	0,30	0,48	0,61	0,76	0,94	1,06
$n_1 = 6$									
0,5	0,23	0,24	0,28	0,34	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
1	0,19	0,21	0,25	0,31	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
2	0,16	0,185	0,22	0,29	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
≥4	0,145	0,16	0,20	0,28	0,47	0,62	0,74	0,94	1,05
$n_1 = 10$									
0,5	0,20	0,23	0,26	0,34	0,47	0,60	0,73	0,89	1,04
1	0,17	0,19	0,24	0,30	0,46	0,60	0,73	0,89	1,04
2	0,14	0,17	0,21	0,26	0,45	0,60	0,73	0,89	1,04
≥4	0,13	0,15	0,18	0,25	0,44	0,60	0,73	0,89	1,04

Значения $\zeta_п$ при $\frac{w_{max}}{w_0} > 1,1$; $\frac{l_0}{D_г} \geq 10$

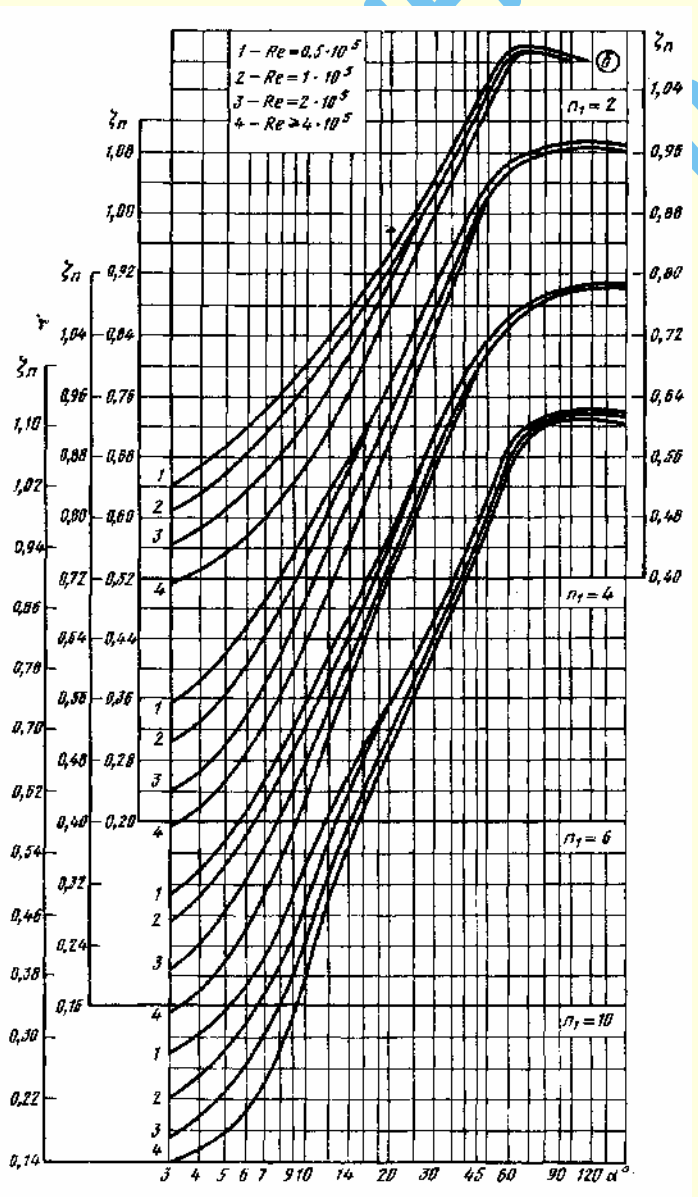
$Re \cdot 10^{-5}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	≥90
$n_1 = 2$										
0,5	0,550	0,600	0,645	0,680	0,740	0,820	0,920	1,05	1,10	1,08
1	0,510	0,560	0,610	0,655	0,730	0,810	0,900	1,04	1,09	1,08
2	0,470	0,510	0,565	0,610	0,700	0,790	0,890	1,04	1,09	1,08
≥4	0,416	0,460	0,500	0,555	0,640	0,760	0,880	1,02	1,07	1,08
$n_1 = 4$										
0,5	0,380	0,460	0,530	0,595	0,685	0,780	0,895	1,02	1,07	1,09
1	0,330	0,390	0,485	0,550	0,660	0,775	0,895	1,02	1,07	1,09
2	0,265	0,340	0,420	0,500	0,620	0,740	0,870	1,00	1,06	1,08
≥4	0,220	0,295	0,360	0,440	0,560	0,700	0,840	0,990	1,06	1,08

Справочник по гидравлике

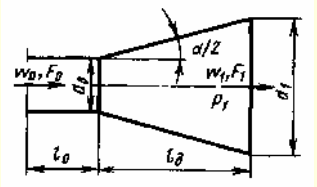
Продолжение

Выход из прямолинейного пирамидального диффузора квадратного сечения [281 – 283]	**Диаграмма 1.8.9–5**

$Re \cdot 10^{-5}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	≥90
$n_1 = 6$										
0,5	0,335	0,420	0,495	0,570	0,660	0,770	0,910	1,02	1,07	1,08
1	0,300	0,385	0,465	0,535	0,630	0,760	0,980	1,02	1,07	1,08
2	0,240	0,335	0,420	0,480	0,600	0,730	0,880	1,00	1,06	1,08
≥4	0,180	0,265	0,340	0,435	0,560	0,725	0,855	0,98	1,06	1,08
$n_1 = 10$										
0,5	0,300	0,370	0,450	0,530	0,640	0,740	0,850	0,970	1,10	1,12
1	0,250	0,320	0,400	0,480	0,620	0,730	0,850	0,970	1,10	1,12
2	0,200	0,260	0,340	0,440	0,560	0,690	0,820	0,950	1,10	1,11
≥4	0,160	0,215	0,280	0,400	0,545	0,670	0,800	0,930	1,09	1,11



Выход (свободный) из прямолинейного плоского диффузора [280 –283]	**Диаграмма 1.8.9–6**



$n_1 = \dfrac{F_1}{F_0}$; $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_0}{\nu}$;

$D_г = \dfrac{4F_0}{\Pi_0}$

Равномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\dfrac{w_{max}}{w_0} \approx 1{,}0\right)$:

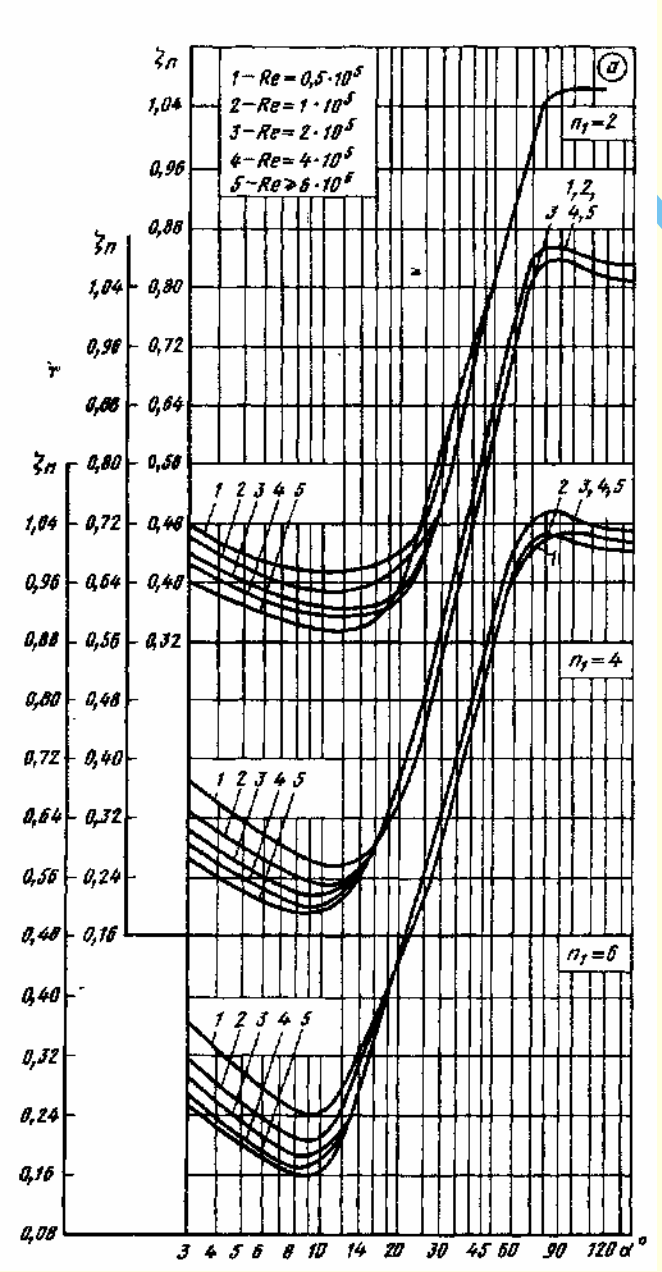
$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_п = f(\alpha, n_1, \mathrm{Re})$ см. график *а*.

Неравномерное поле скоростей на входе в диффузор $\left(\dfrac{w_{max}}{w_0} \geq 1{,}1\right)$ см. диаграмму 1.8.3–1:

а) для диффузоров за прямым участком с $\dfrac{l_0}{D_0} \geq 10$ $\zeta = \zeta_п = f(\alpha, n_1, \mathrm{Re})$ см. график *б*,

б) для диффузоров с $\alpha = 6 \div 20°$ за фасонной частью $\zeta = k_п\zeta_п$, где $\zeta_п$ см. график *а*, $k_п$ определяется, как $k_д$, по диаграмме 1.8.3–1;

в) для диффузоров с $\alpha > 20°$ за фасонной частью $\zeta = k_п\zeta_п$, где $k_п$ принимается ориентировочно, как N_0, по табл. 1.66 – 1.72.



Продолжение

Выход (свободный) из прямолинейного плоского диффузора [280 –283]	**Диаграмма 1.8.9–6**

Значения $\zeta_п$ при $\frac{w_{max}}{w_0} \approx 1,0$; $\frac{l_0}{D_0} \approx 0$

$Re \cdot 10^{-5}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	≥90
$n_1 = 2$										
0,5	0,46	0,43	0,42	0,42	0,42	0,47	0,56	0,76	0,90	1,06
1	0,44	0,41	0,40	0,39	0,39	0,42	0,50	0,75	0,90	1,06
2	0,42	0,39	0,38	0,37	0,36	0,38	0,50	0,75	0,90	1,06
4	0,40	0,37	0,36	0,36	0,36	0,37	0,50	0,75	0,90	1,06
≥6	0,38	0,36	0,34	0,34	0,34	0,38	0,57	0,76	0,90	1,06
$n_1 = 4$										
0,5	0,34	0,30	0,28	0,26	0,26	0,34	0,50	0,79	0,96	1,07
1	0,30	0,27	0,24	0,23	0,25	0,34	0,50	0,79	0,96	1,07
2	0,28	0,24	0,22	0,21	0,25	0,37	0,57	0,82	1,00	1,09
4	0,26	0.22	0,21	0,20	0,25	0,37	0,57	0,82	1,00	1,09
≥6	0,24	0,21	0,20	0,20	0,25	0,37	0,57	0,82	1,00	1,09
$n_1 = 6$										
0,5	0,33	0,28	0,25	0,24	0,33	0,44	0,61	0,83	0,96	1,02
1	0,28	0,24	0,21	0,21	0,31	0,45	0,64	0,87	0,98	1,02
2	0,26	0,22	0,19	0,19	0,28	0,47	0,64	0,87	1,00	1,06
4	0,24	0,19	0,18	0,18	0,28	0,47	0,64	0,87	1,00	1,06
≥6	0,22	0,18	0,16	0,17	0,28	0,47	0,64	0,87	1,00	1,06

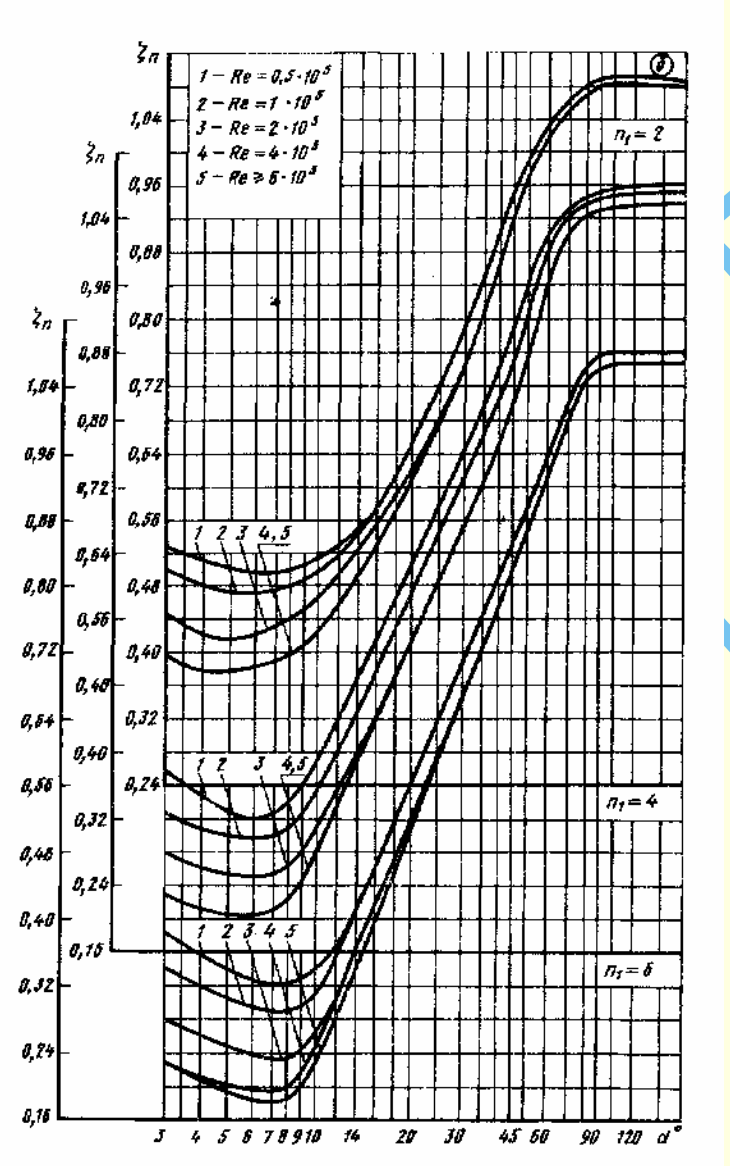
Значения $\zeta_п$ при $\frac{w_{max}}{w_0} \geq 1,1$; $\frac{l_0}{D_0} > 10$

$Re \cdot 10^{-5}$	α°									
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90
$n_1 = 2$										
0,5	0,51	0,50	0,50	0,51	0,56	0,63	0,80	0,96	1,04	1,09
1	0,48	0,47	0,48	0,50	0,56	0,62	0,80	0,96	1,04	1,09
2	0,42	0,42	0,44	0,46	0,53	0,63	0,74	0,93	1.02	1,08
≥4	0,38	0,38	0,40	0,42	0,50	0,62	0,74	0.93	1,02	1,08
$n_1 = 4$										
0,5	0,35	0,32	0,34	0,38	0,48	0,63	0,76	0,91	1,03	1,07
1	0,31	0,30	0,30	0,36	0,45	0,59	0,72	0,88	1,02	1,07
2	0,26	0,26	0,26	0,31	0,40	0,53	0,67	0,83	0,96	1,06
≥4	0,21	0,21	0,22	0,27	0,39	0,53	0,67	0,83	0,96	1,06
$n_1 = 6$										
0,5	0,34	0,34	0,32	0,34	0,41	0,56	0,70	0,84	0,96	1,08
1	0,32	0,28	0,27	0,30	0,41	0,56	0,70	0,84	0,96	1,08
2	0,26	0,24	0,24	0,26	0,36	0,52	0,67	0,81	0,94	1,06
4	0,21	0,20	0,20	0,24	0,36	0,52	0,67	0,81	0,94	1,06

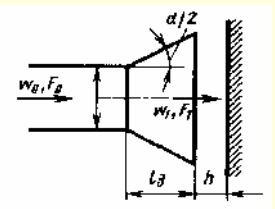
Справочник по гидравлике

Продолжение

Выход (свободный) из прямолинейного плоского диффузора [280 –283]	Диаграмма 1.8.9–6



Выход из трубы (канала) на экран [248, 467, 676]	Диаграмма 1.8.9–7



$$n_1 = \frac{F_1}{F_0};$$

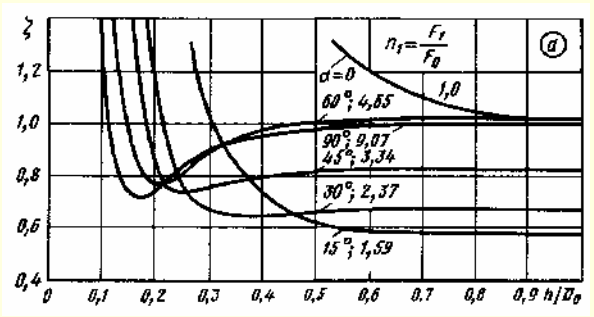
$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$$

1. Прямолинейный диффузор при $\frac{l_д}{D_г} = 1,0$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$$ см. график *а*

Продолжение

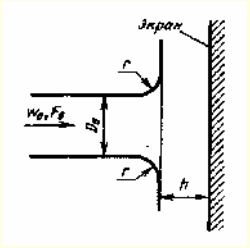
Выход из трубы (канала) на экран [248, 467, 676]	**Диаграмма 1.8.9–7**



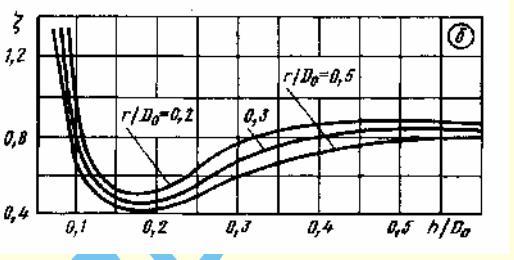
Значения ζ

α° (n_1)	$\frac{h}{D_0}$									
	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	1,0
0 (1,0)	–	–	–	–	–		1,37	1,20	1,11	1,00
15 (1,59)	–	–	–	1,50	1,06	0,72	0,61	0,59	0,58	0,58
30 (2,37)	–	–	1,23	0,79	0,66	0,64	0,66	0,66	0,67	0,67
45 (3,34)	–	1,50	0,85	0,73	0,75	0,79	0,81	0,82	0,82	0,82
60 (4,65)	–	0,98	0,76	0,80	0,90	0,96	1,00	1,01	1,02	1,02
90 (9,07)	1,50	0,72	0,74	0,83	0,89	0,94	0,96	0,98	1,00	1,00

2. Прямой участок с закругленными краями



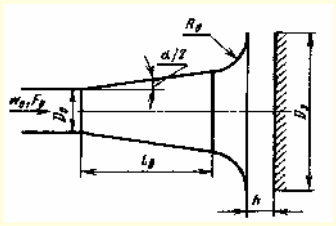
$\zeta = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$ см. график *б*



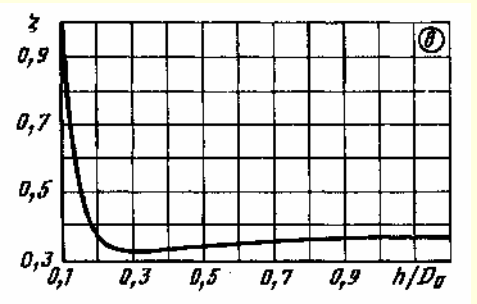
Значения ζ

$\frac{r}{D_0}$	$\frac{h}{D_0}$											
	0,05	0,07	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,60	1,0
0,2	–	2,30	0,90	0,52	0,51	0,62	0,75	0,82	0,85	0,86	0,85	0,85
0,3	–	1,60	0,75	0,47	0,48	0,55	0,66	0,73	0,78	0,81	0,82	0,82
0,5	2,50	1,30	0,63	0,44	0,41	0,49	0,58	0,65	0,71	0,76	0,87	0,78

3. Диффузор с оптимальными параметрами $\left(\frac{l_д}{D_0} \approx 2,5; \alpha = 14°; \frac{R_0}{D_0} \approx 0,7; \frac{D_э}{D_0} \approx 3,0\right)$



$\zeta = f\left(\frac{h}{D_0}\right)$ см. график *в*

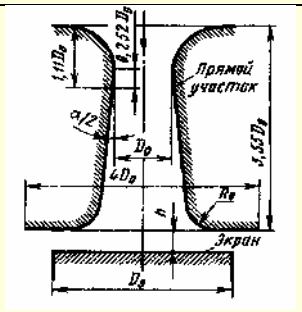


Значения ζ

$\frac{h}{D_0}$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	0,60	1,0
ζ	0,78	0,46	0,36	0,32	0,32	0,33	0,33	0,34	0,34	0,36

Справочник по гидравлике

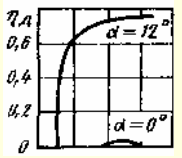
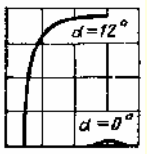
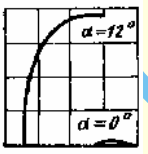
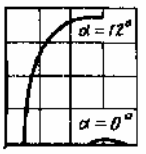
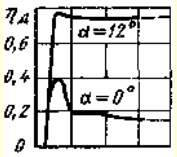
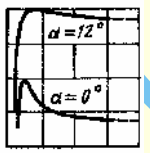
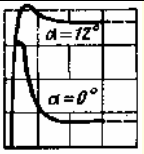
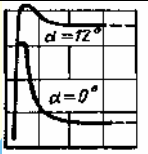
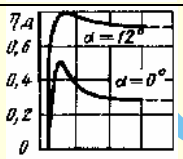
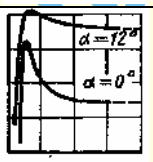
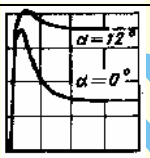
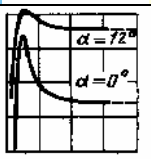
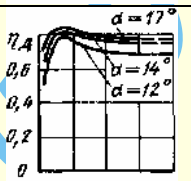
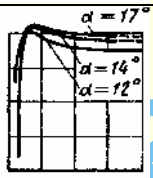
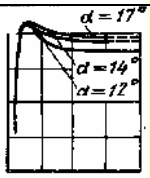
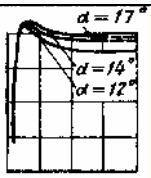
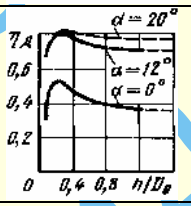
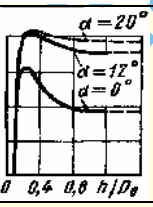
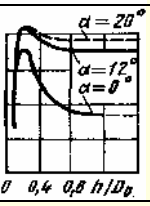
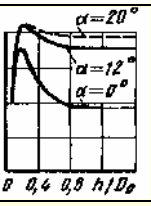
Выход из диффузора (с плавным коллектором) на экран: $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_0}{\nu} \geq 2 \cdot 10^5$ **[844]**	**Диаграмма 1.8.9–8**



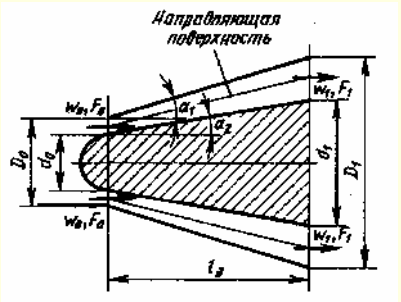
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 1 - \eta_д,$$

где $\eta_д = f\left(\dfrac{h}{D_0}; \alpha; \dfrac{R_0}{D_0}\right)$

см. график

$\frac{R_0}{D_0}$	$\frac{D_э}{D_0}$ = 1	2	3	4
0				
0,33				
0,67				
0,85				
1,0				

Выход (свободный) из асимметричного кольцевого диффузора; $\bar{d}_0$ = 0,688 [83, 199]	**Диаграмма 1.8.9–9**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = k_д \zeta_п,$$

где $\zeta_п$ определяется или в зависимости от α_1 и α_2 по графикам *а—в* (при $\bar{d}_0$ = 0,688), или в зависимости от n_1 и $\bar{l}_{пр}$ (при Δ_0 = 0,015 и 0,03) по графикам *г* и *д*, где $\bar{l}_{пр}$ вычисляется по формуле (1.264); $k_д$ см. диаграмму 1.8.3–1 или 1.8.3–18 (при установке за работающей осевой машиной).

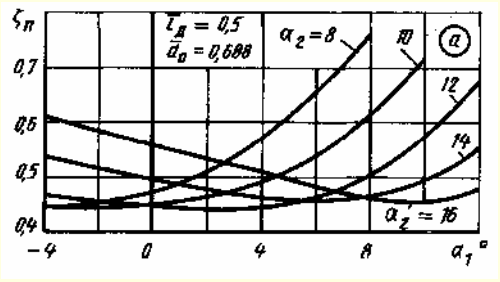
$$\bar{l}_д = \frac{l_д}{D_0}; \; \bar{d}_0 = \frac{d_0}{D_0};$$

$$n_1 = \frac{F_1}{F_0} = 1 + \frac{4\bar{l}_д^2}{1 - \bar{d}_0^2}\left(\mathrm{tg}^2\alpha_1 - \mathrm{tg}^2\alpha_2\right) + \frac{4\bar{l}_д}{1 - \bar{d}_0^2}\left(\mathrm{tg}\alpha_1 - \bar{d}_0\,\mathrm{tg}^2\alpha_2\right).$$

Справочник гидравлика

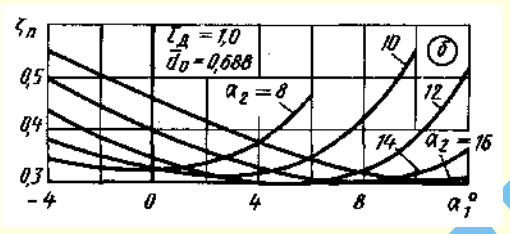
Продолжение

Выход (свободный) из асимметричного кольцевого диффузора; $\bar{d}_0$ = 0,688 [83, 199]	**Диаграмма 1.8.9–9**



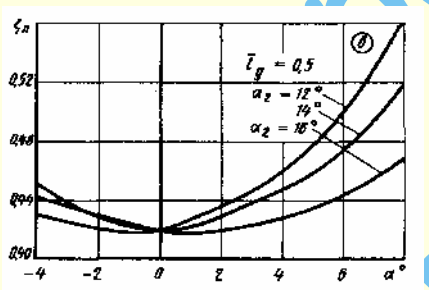
Значения $\zeta_п$ при $\bar{l}_д$ = 0,5 (без направляющей поверхности)

α_2°	α_1°								
	– 4	– 2	0	2	4	6	8	10	12
8	0,45	0,46	0,48	0,51	0,57	0,65	0,77	–	–
10	0,45	0,45	0,45	0,47	0,49	0,54	0,61	0,72	–
12	0,47	0,46	0,45	0,44	0,44	0,47	0,50	0,58	0,68
14	0,54	0,51	0,50	0,48	0,47	0,46	0,47	0,50	0,56
16	0,61	0,58	0,56	0,54	0,51	0,48	0,47	0,46	0,48



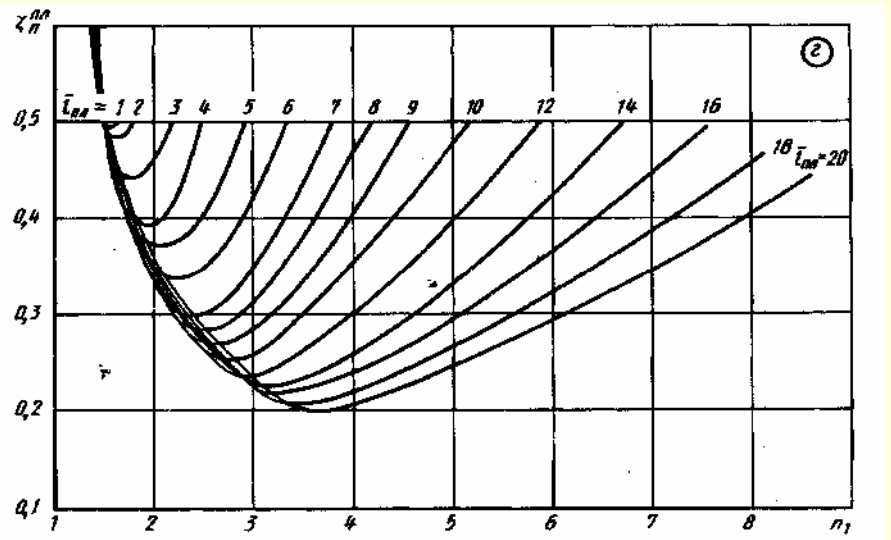
Значения $\zeta_п$ при $\bar{l}_д$ = 1,0 (без направляющей поверхности)

α_2°	α_1°								
	– 4	– 2	0	2	4	6	8	10	12
8	0,34	0,33	0,33	0,34	0,38	0,47	–	–	–
10	0,38	0,35	0,33	0,32	0,32	0,35	0,42	0,55	–
12	0,44	0,38	0,35	0,32	0,30	0,30	0,32	0,38	0,52
14	0,50	0,44	0,40	0,36	0,33	0,31	0,30	0,32	0,36
16	0,55	0,50	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,30	0,31



Значения $\zeta_п$ при $\bar{l}_д$ = 0,5 (с направляющей поверхностью)

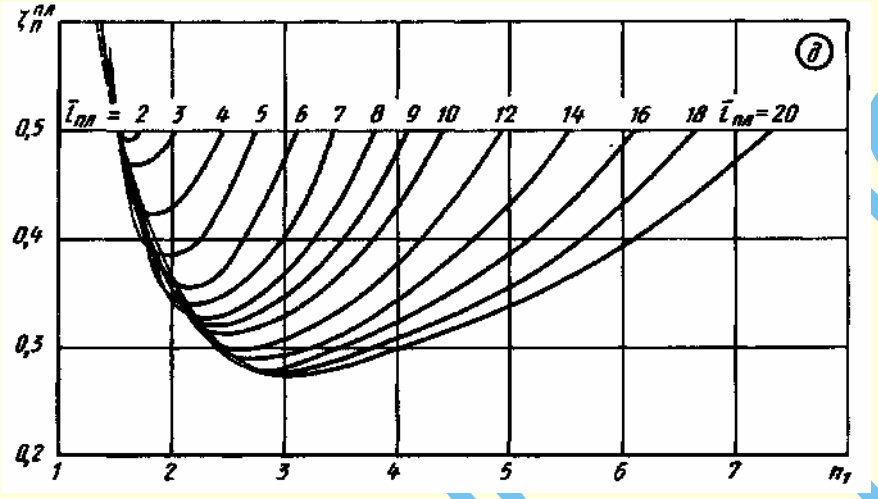
α_2°	α_1°						
	– 4	– 2	0	2	4	6	8
12	0,43	0,42	0,42	0,44	0,47	0,50	0,57
14	0,44	0,43	0,42	0,43	0,45	0,47	0,52
16	0,45	0,43	0,42	0,42	0,43	0,44	0,47



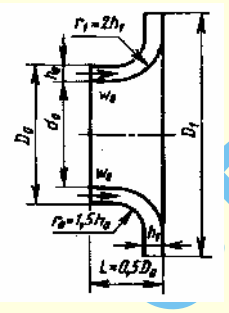
Справочник по гидравлике

Продолжение

Выход (свободный) из асимметричного кольцевого диффузора; $\bar{d}_0$ = 0,688 [83, 199]	**Диаграмма 1.8.9–9**



Выход (свободный) из радиально-кольцевого диффузора [197, 199]	**Диаграмма 1.8.9–10**



Радиально-кольцевой диффузор по дуге круга при $\frac{r_0}{h_0} = 1,5$ и $\frac{r_1}{h_1} = 2,0$, $\bar{d}_0$ = 0,688:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f\left(n_1, \bar{D}_1\right)$$ см. графики *а* и *б*.

$$n_1 = 2\frac{h_1}{h_0}\bar{D}_1\frac{1}{1+\bar{d}_0};$$

$$\bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_0};$$

$$\bar{d}_0 = \frac{d_0}{D_0};$$

$$w_0 = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}\left(D_0^2 - d_0^2\right)};$$

$$\bar{w}_0 = \frac{w_0}{u},$$

Q – расход, м^3/с;
u – окружная скорость на наружном радиусе, м/с.

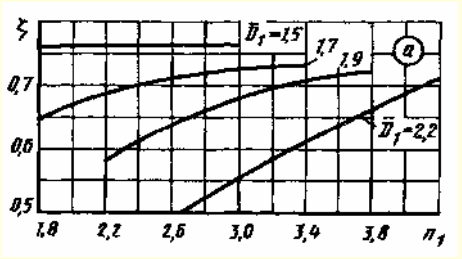
Значения ζ

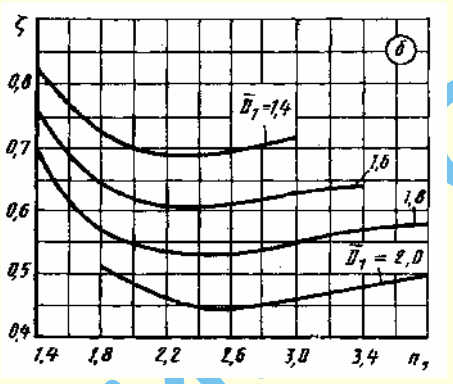
$\bar{D}_1$	n_1						
	1,1	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8
Диффузор за работающим компрессором $\bar{w}_0 \approx 0,5$ (см. график *а*)							
1,5	–	0,76	0,76	0,76	0,76	–	–
1,7	–	0,65	0,69	0,71	0,72	0,73	–
1,9	–	–	0,58	0,64	0,67	0,71	0,72
2,2	–	–	–	0,49	0,55	0,61	0,66
Диффузор при неработающем компрессоре (см. график *б*)							
1,4	0,82	0,72	0,69	0,70	0,71	–	–
1,6	0,76	0,64	0,61	0,61	0,63	0,64	–
1,8	0,70	0,57	0,54	0,53	0,55	0,57	0,58
2,0	–	0,51	0,46	0,45	0,46	0,48	0,50

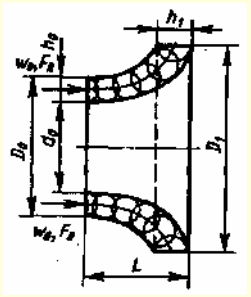
Справочник по гидравлике

Продолжение

Выход (свободный) из радиально-кольцевого диффузора [197, 199]	Диаграмма 1.8.9–10





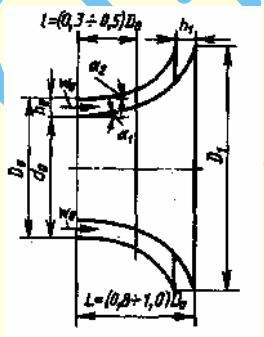


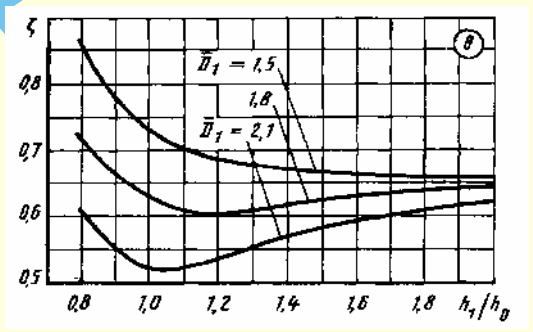
Радиально-кольцевой диффузор по дуге эллипса и $\bar{d}_0 = 0{,}76$

$\zeta = f\left(\frac{h_1}{h_0}\right)$ см. график *в*

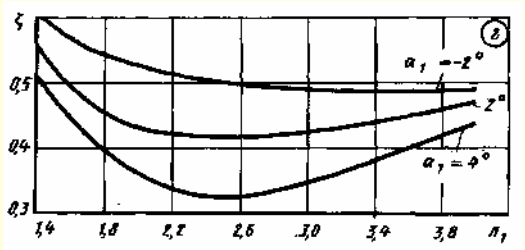
Значения ζ

$\bar{D}_1$	$\frac{h_1}{h_0}$								
	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
1,5	0,85	0,78	0,73	0,70	0,69	0,67	0,66	0,66	0,66
1,8	0,72	0,66	0,63	0,61	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65
2,1	0,61	0,65	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61	0,62





Радиально-кольцевой диффузор при $\bar{D}_1 = 2{,}06$; $\bar{d}_0 = 0{,}688$, $\alpha_2 = 8°$; $\bar{w}_0 = 0{,}5$; $\zeta = f\left(n_1, \bar{D}_1\right)$ см. график *г*

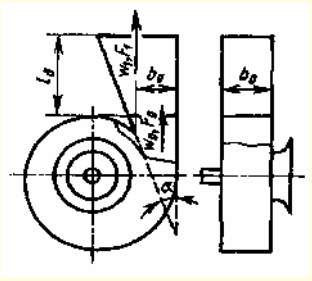


Значения ζ

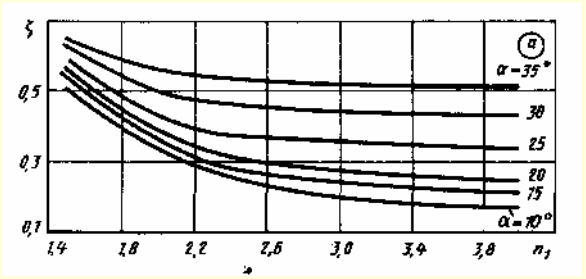
α_1°	n_1							
	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,6	4,0
–2	0,61	0,54	0,52	0,50	0,49	0,49	0,49	0,49
2	0,56	0,45	0,43	0,42	0,43	0,44	0,45	0,47
4	0,52	0,39	0,34	0,33	0,35	0,38	0,40	0,46

Справочник по гидравлике

Выход (свободный) из диффузоров за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [410]	Диаграмма 1.8.9–11



$$n_1 = \frac{F_1}{F_0}$$



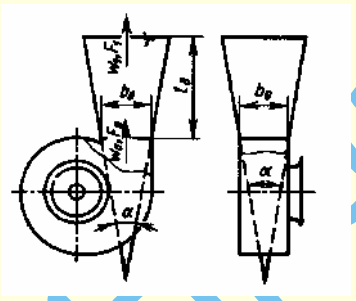
Плоский несимметричный диффузор:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(n_1)$$ см. график *а*

α°	Формулы
10	$\zeta = 0,827 n_1^{-1} - 0,059$
15	$\zeta = n_1 \left(6,72 n_1 - 7,5\right)^{-1}$
20	$\zeta = n_1 \left(5,6 n_1 - 5,79\right)^{-1}$
25	$\zeta = n_1 \left(3,95 n_1 - 3,31\right)^{-1}$
35	$\zeta = n_1 \left(2,28 n_1 - 1,07\right)^{-1}$

Значения ζ

α°	n_1					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,51	0,34	0,25	0,21	0,18	0,17
15	0,54	0,36	0,27	0,24	0,22	0,20
20	0,55	0,38	0,31	0,27	0,25	0,24
25	0,59	0,43	0,37	0,35	0,33	0,33
30	0,63	0,50	0,46	0,44	0,43	0,42
35	0,65	0,56	0,53	0,52	0,51	0,50

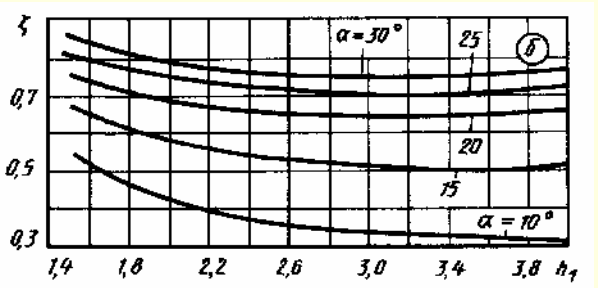


Пирамидальный диффузор: $\zeta = f(n_1)$ **см. график** *б*

α°	Формулы
10	$\zeta = n_1 \left(4,05 n_1 - 3,32\right)^{-1}$
15	$\zeta = n_1 \left(2,34 n_1 - 1,23\right)^{-1}$
20	$\zeta = n_1 \left(1,71 n_1 - 0,52\right)^{-1}$
25	$\zeta = 0,641 - 0,22 n_1^{-1}$
35	$\zeta = n_1 \left(1,44 n_1 - 0,36\right)^{-1}$

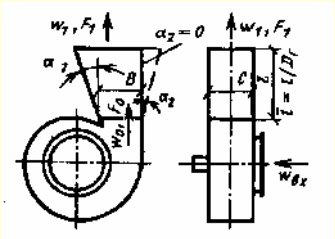
Значения ζ

α°	n_1					
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
10	0,54	0,42	0,37	0,34	0,32	0,31
15	0,67	0,58	0,53	0,51	0,50	0,51
20	0,75	0,67	0,65	0,64	0,64	0,65
25	0,80	0,74	0,72	0,70	0,70	0,72
30	0,85	0,78	0,76	0,75	0,75	0,76



Справочник по гидравлике

Выходной (свободный) несимметричный диффузор за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [87] α_1 = var, $\alpha_2 = 0°$.	**Диаграмма 1.8.9–12**



$$n_1 = \frac{F_1}{F_0};\ \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2};$$

$\eta^в$ – КПД вентилятора

Лопатки колеса вентилятора загнуты назад

Значения ζ

$\frac{l}{D_г}$	n_1						
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$							
1,0	0,06	0,10	0,20	0,40	–	–	–
1,5	0,06	0,15	0,23	0,30	0,40	–	–
2,5	1	–	0,13	0,13	0,14	0,20	0,33
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\,\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$							
1,0	0,08	0,13	0,30	–	–	–	–
1,5	0,15	0,18	0,24	0,33	0,45	–	–

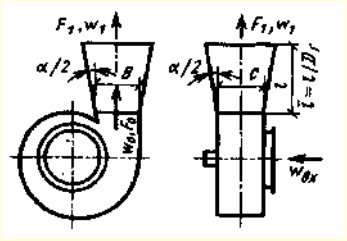
Лопатки колеса вентилятора загнуты вперед

Значения ζ

$\frac{l}{D_г}$	n_1							
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$								
1,0	0,22	0,28	0,34	0,43	–	–	–	–
1,5	0,08	0,18	0,22	0,23	0,27	–	–	–
5,3	–	0,09	0,10	0,12	0,15	0,18	0,21	0,27
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$								
1,0	0,08	0,16	0,28	0,48	–	–	–	–
1,5	–	0,09	0,15	0,23	0,35	–	–	–
2,5	–	–	0,11	0,12	0,15	0,22	0,32	0,50

$\frac{l}{D_г}$	n_1							
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$								
0,9	0,11	0,27	0,41	0,60	–	–	–	–
1,5	0,10	0,16	0,23	0,36	0,53	–	–	–
2,5	–	0,09	0,15	0,25	0,36	0,48	0,58	0,64
5,3	–	0,16	0,15	0,15	0,17	0,20	0,25	0,30

Выходной (свободный) пирамидальный диффузор за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [87]	**Диаграмма 1.8.9–13**



$$n_1 = \frac{F_1}{F_0};$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2};\ \eta^в$$ – КПД вентилятора

Лопатки колеса вентилятора загнуты назад

Значения ζ

$\frac{l}{D_г}$	n_1							
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$								
1,0 1,5	1,08	1,10	1,12	1,18	1,22	1,33	1,45	1,6
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$								
1,0	–	0,25	0,22	0,20	0,22	0,30	0,48	0,5
1,5	–	0,12	0,12	0,15	0,20	0,28	0,38	–
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\,\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$								
1,0	–	–	–	–	0,15	0,20	0,30	0,42
1,5	–	0,12	0,12	0,12	0,13	0,13	0,15	0,20

Справочник по гидравлике

Продолжение

Выходной (свободный) пирамидальный диффузор за центробежным вентилятором, работающим на всасывании [87]	**Диаграмма 1.8.9–13**

Лопатки колеса вентилятора загнуты вперед

Значения ζ

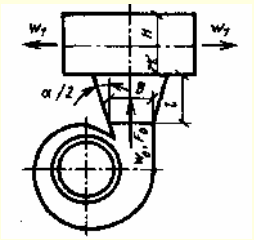
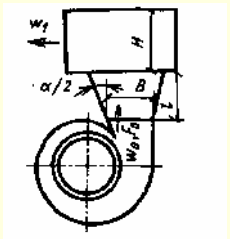
$\frac{l}{D_г}$	n_1											
	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,6	4,0
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$												
1,0	0,20	0,50	0,66	0,75	–	–	–	–	–	–	–	–
1,5	–	0,28	0,40	0,55	0,65	0,78	0,88	–	–	–	–	–
2,5	–	–	–	–	0,37	0,40	0,42	0,48	0,55	0,62	0,8	1,0
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$												
1,0	0,10	0,26	0,32	0,38	–	–	–	–	–	–	–	–
1,5	–	–	0,22	0,35	0,40	0,44	–	–	–	–	–	–
2,5	–	–	–	–	0,20	0,28	0,35	0,40	0,46	0,52	0,56	0,56
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$												
1,0	0,15	0,30	0,40	0,48	–	–	–	–	–	–	–	–
1,5	–	0,18	0,28	0,35	0,42	0,50	0,54	–	–	–	–	–
2,5	–	–	–	–	0,20	0,28	0,36	0,40	0,45	0,50	0,56	0,62

Выходные элементы за центробежными вентиляторами [87]	**Диаграмма 1.8.9–14**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(n_1)$$

$\eta^в$ – КПД вентилятора; $D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0}$

Значения ζ

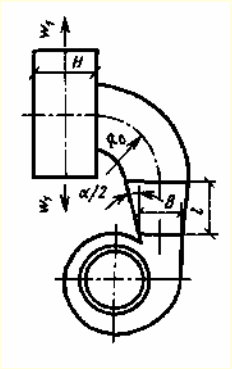
Схема элемента	Характеристика элемента	Режим работы вентилятора с лопатками, загнутыми назад		
		$Q < Q_н$ $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$,	номинальный $Q = Q_н$ $\eta^в = \eta^в_{max}$,	$Q > Q_н$ $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$
	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = \frac{l}{D_г} = 1 \div 1{,}5$; $n_1 = 1{,}5 \div 2{,}6$; короб $\bar{H} = \frac{H}{D_г} = 1 \div 2$; с выходом потока в две стороны	1,9	0,7	0,6
	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = 1 \div 1{,}3$; $n_1 = 1{,}5 \div 2{,}6$; короб ($\bar{H} = 1 \div 2$) с выходом потока в одну сторону	2,0	0,8	0,6

Справочник по гидравлике

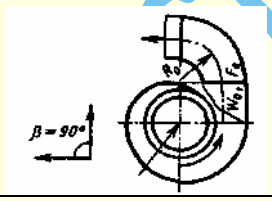
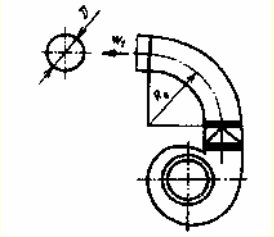
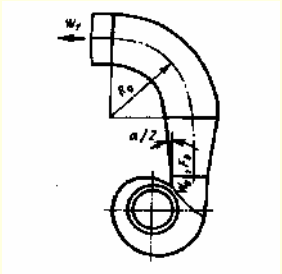
Продолжение

Выходные элементы за центробежными вентиляторами [87]	**Диаграмма 1.8.9–14**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(n_1\right)$$

	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = 1 \div 5$; $n_1 = 2{,}6$; отвод $\left(\frac{R_0}{D_г} = 1{,}0\right)$ короб $\bar{H} = 1 \div 2$ с выходом потока в две стороны	1,6	0,7	0,5
	Пирамидальный диффузор при $\bar{l} = 1 \div 1{,}5$; $n_1 = 2{,}6$; отвод $\left(\frac{R_0}{D_г} = 1{,}0\right)$ короб ($\bar{H} = 1 \div 2$)с выходом потока в одну сторону	1,9	0,8	0,6

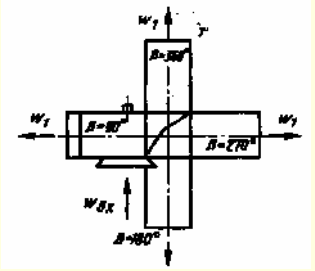
Значения ζ

Схема элемента	Характеристика элемента	Угол установки элемента β°	Режим работы вентилятора					
			лопатки, загнутые назад			лопатки, загнутые вперед		
			$Q < Q_н$ $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$,	$Q = Q_н$ $\eta^в = \eta^в_{max}$,	$Q > Q_н$ $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$	$Q < Q_н$ $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$,	$Q = Q_н$ $\eta^в = \eta^в_{max}$,	$Q > Q_н$ $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$
	Отвод прямоугольного сечения $\left(\frac{R_0}{D_г} = 1{,}0\right)$	90; 180;	0,6	0,2	0,3	0,2	0,3	0,3
		360; 270	0,6	0,2	0,3	0,7	0,5	0,5
	Отвод круглого сечения $\left(\frac{R_0}{D_г} = 2{,}0\right)$	90 – 360	0,5	0,5	0,4	0,3	0,4	0,4
	Отвод прямоугольного сечения с пирамидальным диффузором $\left(\frac{R_0}{D_г} = 1{,}5\right)$	90 – 180	0,2	0,2	0,2	0,4	0,2	0,2
		270 – 360	0,2	0,2	0,2	–	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение

Выходные элементы за центробежными вентиляторами [87]	**Диаграмма 1.8.9–14**

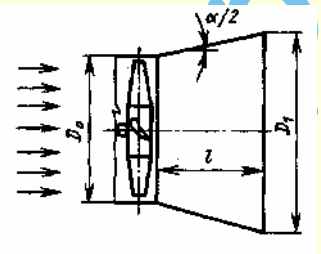
	Переходник с квадратного сечения на круглое равновеликой площади	–	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2

Выходные диффузоры за осевыми вентиляторами [86, 87]	**Диаграмма 1.8.9–15**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$$

Q – производительность, $\eta^в$ – КПД вентилятора

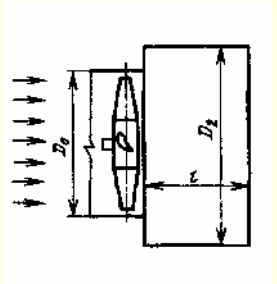
Конические диффузоры



Значения ζ

$\frac{l}{D_0}$	n_1						
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$							
1,0	1,0	0,94	0,96	1,03	–	–	–
1,75	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$							
1,0	0,30	0,30	0,40	0,55	–	–	–
1,75	–	0,35	0,40	0,43	0,46	0,50	0,55
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$							
1,0	0,25	0,26	0,38	–	–	–	–
1,5	0,22	0,24	0,28	0,35	0,43	0,54	0,65

Ступенчатые диффузоры



Значения ζ

$\frac{l}{D_0}$	n_1				
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q < Q_н$					
1,0	–	0,65	0,51	0,64	0,95
1,5	–	0,72	0,66	0,72	0,79
Номинальный режим $\eta^в = \eta^в_{max}$, $Q = Q_н$					
1,0	0,23	0,27	0,32	0,40	0,54
1,5	–	0,23	0,23	0,30	0,38
Режим $\eta^в \geq 0{,}9\eta^в_{max}$, $Q > Q_н$					
1,0	0,18	0,16	0,32	0,55	–
1,5	0,13	0,16	0,25	0,38	0,53

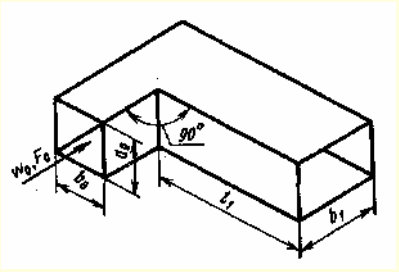
Справочник по гидравлике

Продолжение

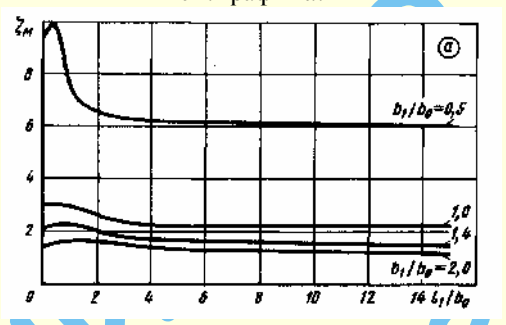
Выход из прямого колена ($\delta = 90^{\circ}$) при острой кромке поворота [514]	**Диаграмма 1.8.9–16**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_м + \lambda \frac{l_1}{b_1}\left(\frac{b_0}{b_1}\right)^2,$$

где λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6



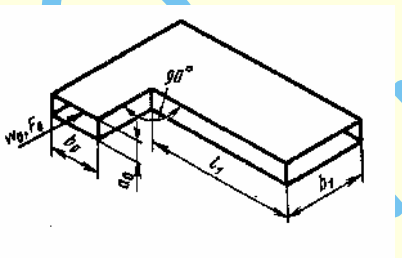
Колено квадратного сечения $\left(\frac{a_0}{b_0} = 1,0\right)$ $\zeta = f\left(\frac{l_1}{b_0}\right)$ см. график *а*.



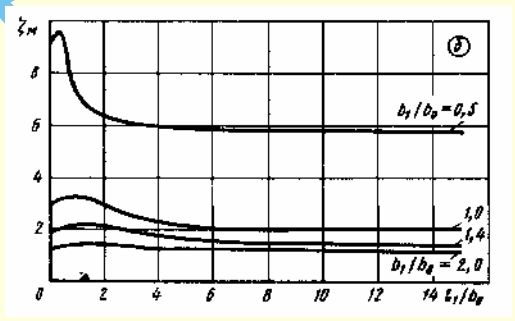
Значения $\zeta_м$ (график *а*)

$\frac{b_1}{b_0}$	$\frac{l_1}{b_0}$								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	4,0	6,0	8,0	15,0
0,5	9,0	10	7,6	6,7	6,5	6,2	6,2	6,1	5,9
1,0	2,9	3,0	2,9	2,8	2,6	2,2	2,2	2,2	2,2
1,4	2,0	2,2	2,2	2,1	1,9	1,7	1,6	1,5	1,5
2,0	1,3	1,5	1,6	1,6	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1

Плоское колено $\left(\frac{a_0}{b_0} = 0,25\right)$



$\zeta = f\left(\frac{l_1}{b_0}\right)$ см. график *б*.



Значения $\zeta_м$ (график *б*)

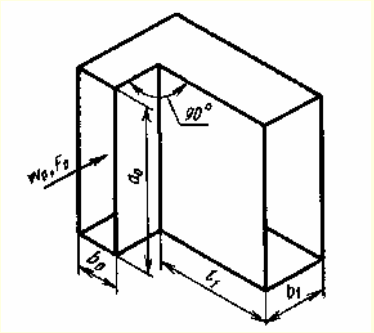
$\frac{b_1}{b_0}$	$\frac{l_1}{b_0}$								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	4,0	6,0	8,0	15,0
0,5	8,8	9,5	7,2	6,6	6,3	6,0	5,9	5,8	5,8
1,0	2,7	3,2	3,3	3,1	2,9	2,3	2,1	2,0	2,0
1,4	1,8	2,1	2,2	2,2	2,1	1,8	1,6	1,4	1,4
2,0	1,3	1,5	1,6	1,5	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1

Справочник гидравлике

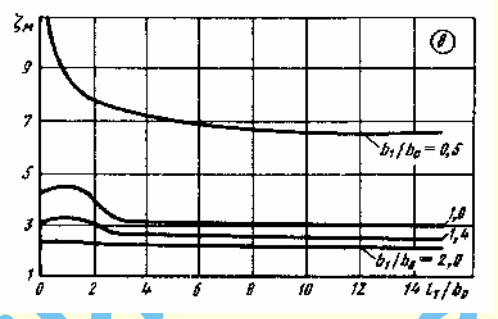
Продолжение

Выход из прямого колена (δ = 90°) **при острой кромке поворота [514]**	**Диаграмма 1.8.9–16**

Колено прямоугольного сечения $\left(\frac{a_0}{b_0} = 4\right)$



$\zeta = f\left(\frac{l_1}{b_0}\right)$ см. график *в*

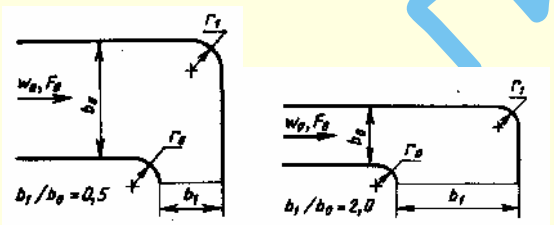


Значения $\zeta_м$ (график *в*)

$\frac{b_1}{b_0}$	$\frac{l_1}{b_0}$								
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	4,0	6,0	8,0	15,0
0,5	9,9	8,5	7,6	7,1	6,8	6,2	5,9	5,7	5,6
1,0	3,2	3,3	3,5	3,4	3,0	2,1	2,1	2,1	2,0
1,4	2,0	2,2	2,3	2,2	2,0	1,7	1,6	1,6	1,5
2,0	1,3	1,4	1,4	1,3	1,2	1,2	1,2	1,1	1,1

Выход из плавного колена при δ = 90° [740]	**Диаграмма 1.8.9–17**

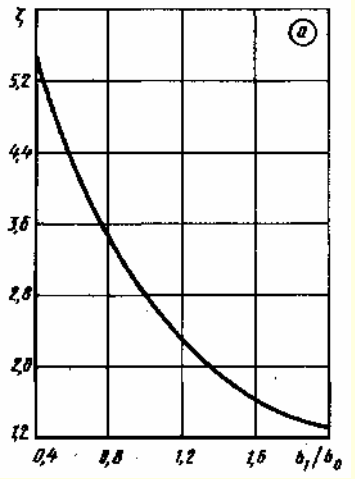
Колено с $\frac{r}{b_0} = 0,2$:



$r_0 = r_1 = r$

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{b_1}{b_0}\right)$ см. график *а*

$\frac{b_1}{b_0}$	0,5	1,0	2,0
ζ	4,92	2,80	1,3

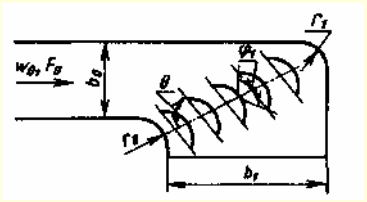


Справочник гидравлике

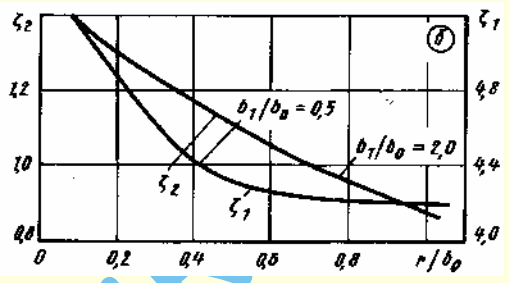
Продолжение

Выход из плавного колена при δ = 90° [740]	**Диаграмма 1.8.9–17**

Колено при $\frac{r}{b_0}$ = var.



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{r}{b_0}\right)$$ см. график *б*



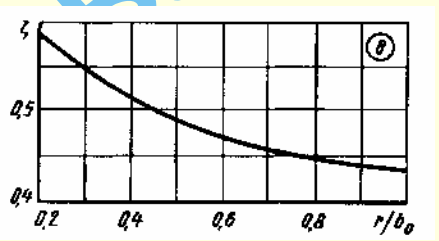
Значения ζ (ζ1 и ζ2)

$\frac{b_1}{b_0}$	$\frac{r}{b_0}$							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
0,5	5,20	4,92	4,64	4,44	4,31	4,24	4,20	4,18
2,0	1,40	1,30	1,23	1,17	1,11	1,05	0,95	0,87

Колено при δ = 90° $\frac{b_1}{b_0}$ = 2,0 с пятью тонкими направляющими лопатками

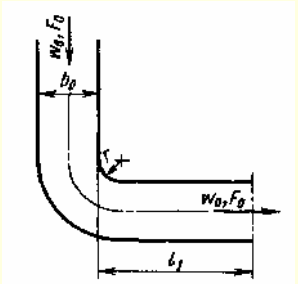
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f\left(\frac{r}{b_0}\right)$$ см. график *в*

Характеристика	$\frac{r}{b_0}$		
	0,2	0,5	1,0
θ°	70	72 – 74	72 – 74
φ_1°	154	99	90
ζ	0,59	0,49	0,44



Выход из отвода и составного колена при δ = 90° [59, 679]	**Диаграмма 1.8.9–18**

Отвод



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_м + \lambda\frac{l_1}{b_0},$$ где $\zeta_м = f\left(\frac{r}{b_0}; \frac{l_1}{b_0}\right)$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6

Значения $\zeta_м$

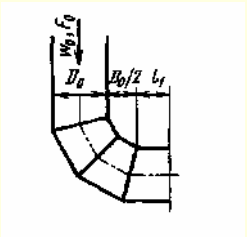
$\frac{r}{b_0}$	$\frac{l_1}{b_0}$									
	0	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	8,0	12,0
0,0	2,95	3,13	3,23	3,00	2,72	2,40	2,24	2,10	2,05	2,00
0,2	2,15	2,15	2,08	1,84	1,70	1,60	1,56	1,52	1,49	1,48
0,5	1,80	1,54	1,43	1,36	1,32	1,26	1,22	1,19	1,19	1,19
1,0	1,46	1,19	1,11	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09	1,09
2,0	1,19	1,10	1,06	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04

Справочник гидравлике

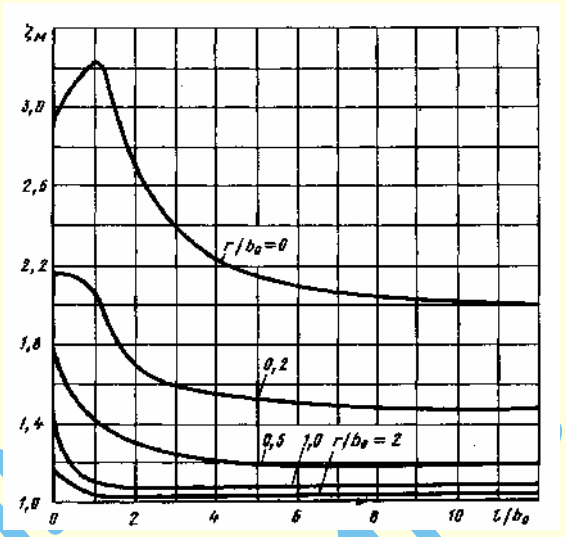
Продолжение

Выход из отвода и составного колена при δ = 90° [59, 679]	**Диаграмма 1.8.9–18**

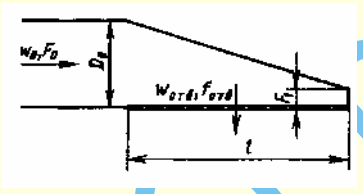
Составное колено



$\frac{l_1}{D_0}$	0,4	0,8
ζ	1,52	1,41



Приточные насадки (воздухораспределители) [59, 173, 339]	**Диаграмма 1.8.9–19**

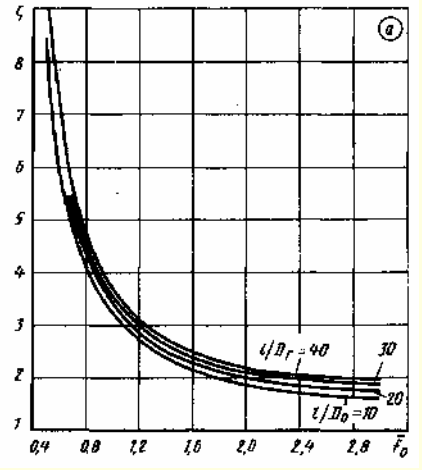


$$D_г = \frac{4F_0}{\Pi_0};$$

$$0{,}5 < \bar{f}_0 = \frac{F_{отв}}{F_0} < 3{,}0 \text{ и } 0 < \frac{F_1}{F_0} < 1{,}0$$

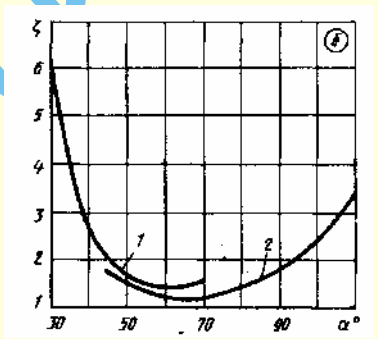
Значения ζ

$\frac{l_0}{D_г}$	$\bar{f}_0$							
	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
10	8,61	6,41	4,22	3,21	2,21	1,86	1,69	1,61
20	8,77	5,57	4,38	3,37	2,37	2,02	1,85	1,77
30	8,87	6,67	4,48	3,47	2,47	2,12	1,95	1,87
40	8,94	6,74	4,55	3,54	2,54	2,19	2,02	1,94



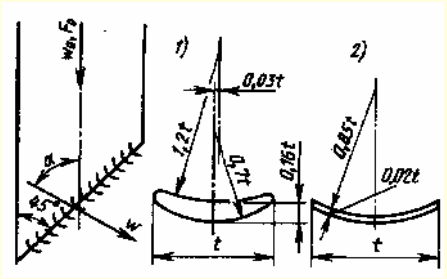
Насадок в виде тонкостенной решетки на боковой стенке:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} \approx \frac{1{,}8}{\bar{f}_0^2} + \left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}15} = f\left(\bar{f}_0\right)$$



Насадок конструкции В. В. Батурина

$$\zeta = f(\alpha)$$



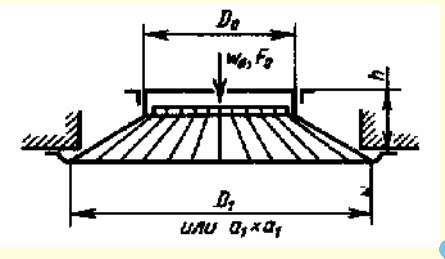
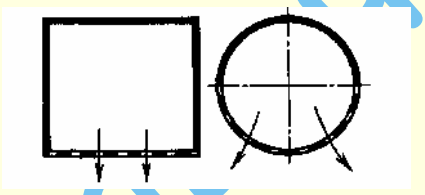
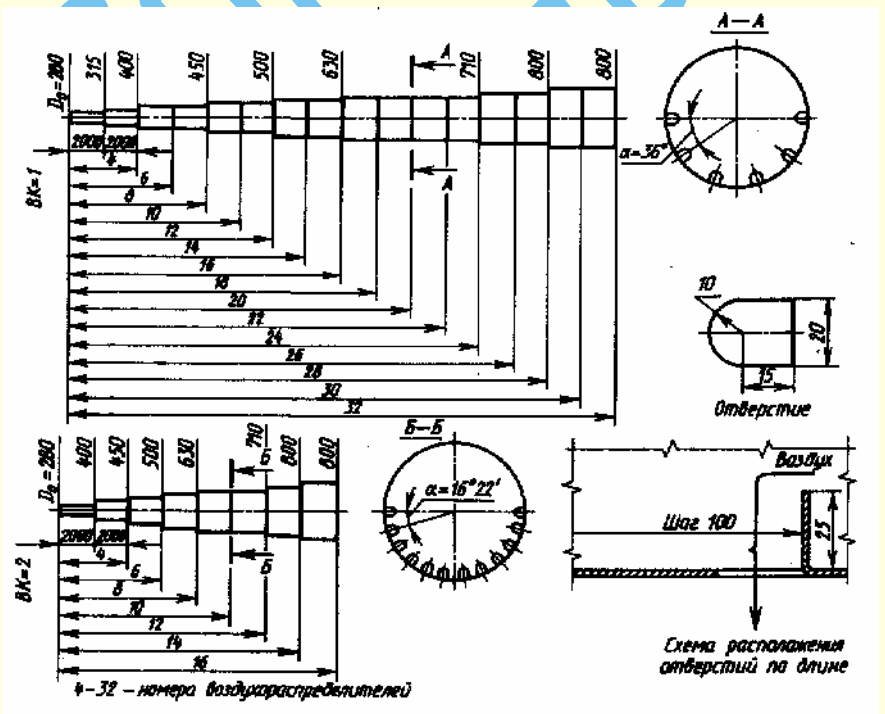
Значения ζ

Лопатки	α°								
	30	40	50	60	70	80	90	100	110
1. Профилированные	6,4	2,7	1,7	1,4	1,6	–	–	–	–
2. Упрощенные	–	–	1,5	1,2	1,2	L4	1,8	2,4	3,5

Справочник Лоцмана

Продолжение

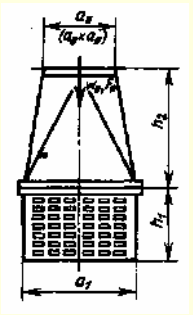
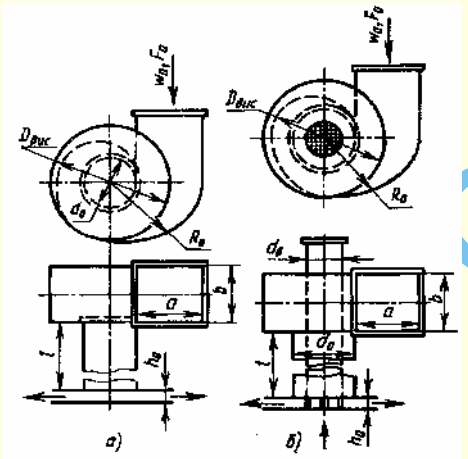
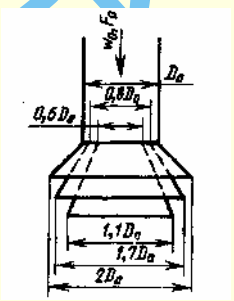
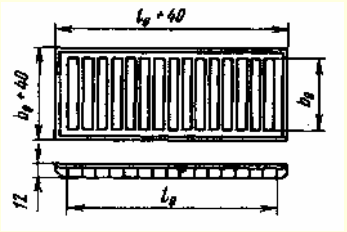
Приточные насадки (воздухораспределители) [59, 167, 339]	**Диаграмма 1.8.9–19**

Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Двухструнный, шестидиффузорный типа ВДШ 	1,9
Нестандартный перфорированный (прямоугольный или круглый) $\bar{f} = \dfrac{F_{отв}}{F_0} = 0{,}04 \div 0{,}10$ 	2,4
Стандартизованный, перфорированный, круглого сечения: 1) ВК–1 (6 рядов отверстий) 2) ВК–2 (12 рядов отверстий) 	1,7 ÷ 2,0 (ζ отнесен к площади $F_0 = \dfrac{\pi D_0^2}{4}$, где D_0 – диаметр присоединительного патрубка)

Справочник по гидравлике

Продолжение

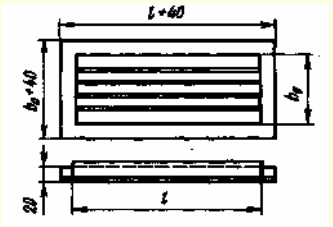
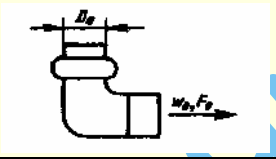
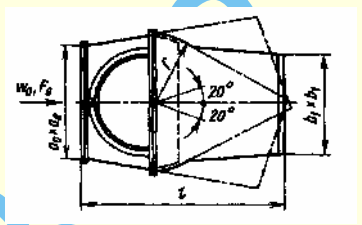
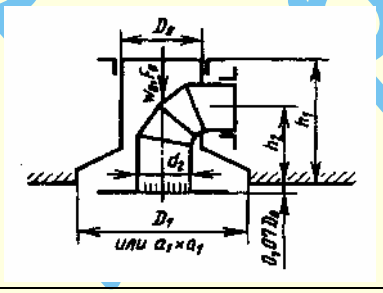
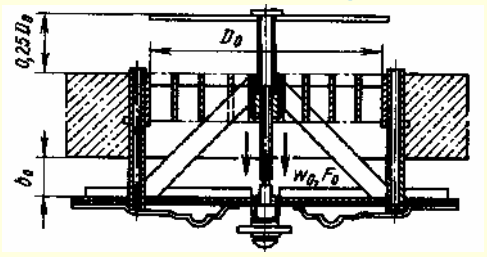
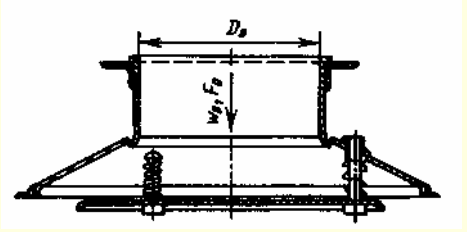
Приточные насадки (воздухораспределители) [59, 167, 339]	**Диаграмма 1.8.9–19**

Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Пристенный типа ВП 	6,8
Статический (улиточный) центробежный: *а* – приточный; *б* – приточно-вытяжной  Оптимальные характеристики $R_0 = 0{,}5d_0\exp(\varphi/2\pi)$ (логарифмическая спираль): $\dfrac{b}{d_0} = 1{,}05;$ $\dfrac{a}{b} = 0{,}8 \div 0{,}9;$ $\dfrac{ab}{d_0^2} = 0{,}85 \div 0{,}90;$ $\dfrac{D_{\text{дис}}}{d_0} = 1{,}3 \div 1{,}5$	6,5
С тремя диффузорами 	1,1
Щелевой с параллельными направляющими лопатками при $\bar{f} = \dfrac{F_{\text{отв}}}{F_0} = 0{,}8$ 	1,5

Справочник по кондиционированию и вентиляции

Продолжение

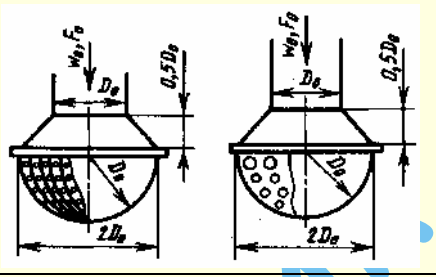
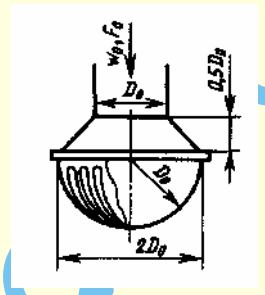
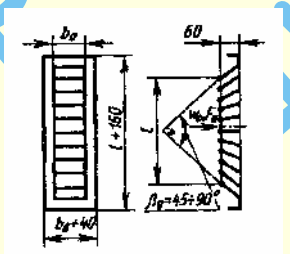
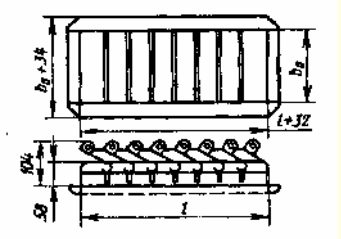
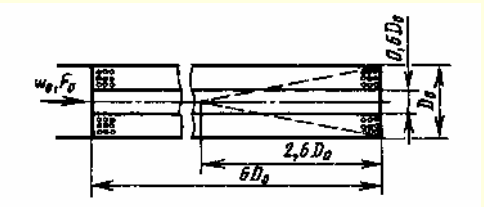
Приточные насадки (воздухораспределители) [59, 167, 339]	**Диаграмма 1.8.9–19**

Характеристика насадка и схема		$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
Прямоугольный в виде решетки с параллельными направляющими лопатками 		1,8
Душирующий патрубок 		0,75
С поворотным патрубком типа ПП 		1,1
Комбинированный приточно-вытяжной плафон типа ВК 		2,0
	В виде потолочного плафона: $\dfrac{b_0}{D_0} = 0,2$	4,0
	$\dfrac{b_0}{D_0} = 0,3$	2,3
	$\dfrac{b_0}{D_0} = 0,4$	1,9
	С универсальным тарельчатым плафоном типа ВУ: а) при поднятом диске;	3,0
	б) при опущенном диске	1,9

Справочник по гидравлике

Продолжение

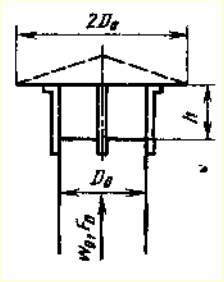
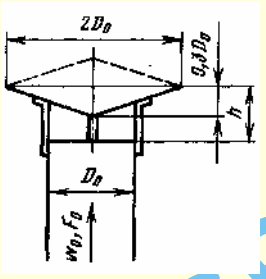
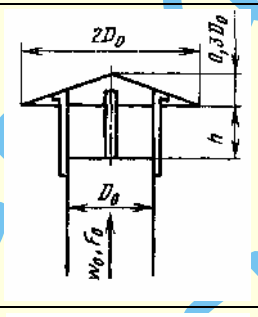
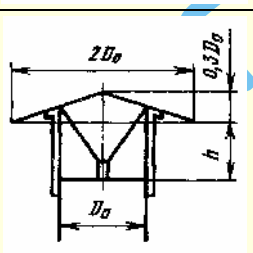
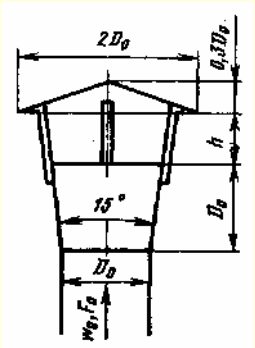
Приточные насадки (воздухораспределители) [59, 167, 339]	**Диаграмма 1.8.9–19**

Характеристика насадка и схема	$\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$
В виде полусферы с отверстиями: $\dfrac{F_{отв}}{F_0} = 0{,}56$ $\dfrac{F_{отв}}{F_0} = 3{,}9$ 	11,0 1,0
В виде полусферы со щелями $\dfrac{F_{отв}}{F_0} = 1{,}4$ 	2,0
С веерной решеткой типа РВ (β = 45°, β = 60°, β = 90°) 	1,0
С приточной регулирующей решеткой типа РР 	Тип решетки: А, Б, Г — 2,2; В — 3,3
В виде цилиндра с перфорированной поверхностью $\dfrac{F_{отв}}{F_0} = 4{,}7$ 	0,9

Справочник по аэродинамике

Шахты (вытяжные, прямые) круглого сечения; $\mathrm{Re} = \dfrac{w_0 D_0}{\nu} > 10^4$ **[674]**

Диаграмма 1.8.9–20

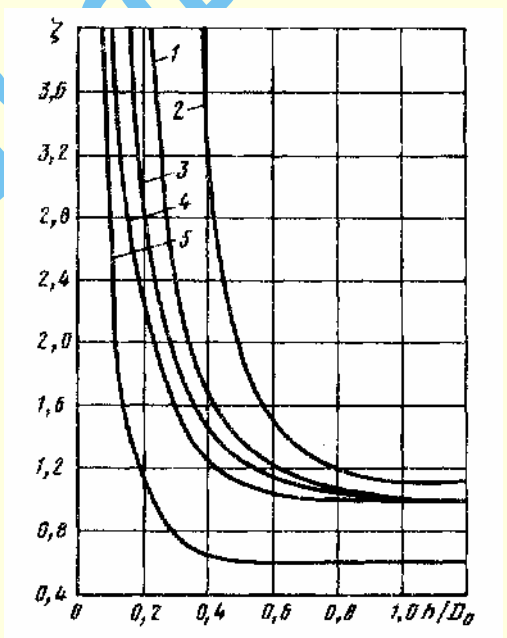
№ кривой	Шахта	Схема
1	С плоским экраном	
2	С рассечкой	
3	С зонтом	
4	С зонтом и с рассечкой	
5	С диффузором и с зонтом	

Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$

Значения ζ

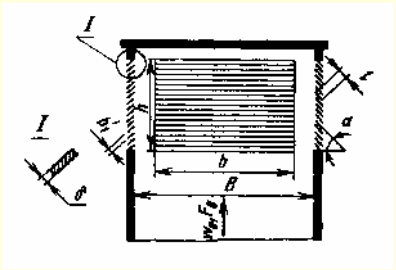
Шахта	$\frac{h}{d_0}$				
	0,10	0,20	0,25	0,30	0,35
1	–	–	3,40	2,60	2,10
2	–	–	–	–	–
3	4.00	2,30	1,90	1,60	1,40
4	–	2,90	2,30	1,90	1,70
5	2,60	1,20	1,00	0,80	0,70

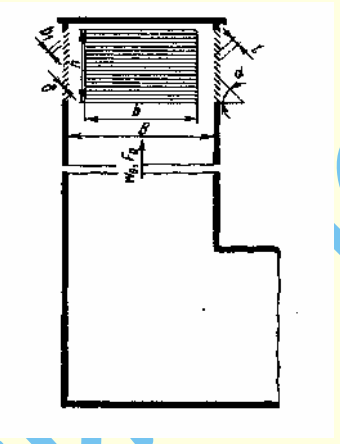
Шахта	$\frac{h}{d_0}$				
	0,40	0,50	0,60	0,80	1,0
1	1,70	1,40	1,20	1,10	1,00
2	3,50	2,00	1,50	1,20	1JO
3	1,30	1,15	1,10	1,00	1,00
4	1,50	1,30	1,20	1,10	1,00
5	0,65	0,60	0,60	0,60	0,60



Справочник по аэродинамике

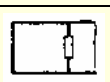
Шахты (вытяжные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [475]	Диаграмма 1.8.9–21





$$\frac{h}{B}=0{,}5;\ \bar{f}=\frac{n_0 bh}{F_0}$$

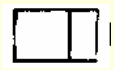
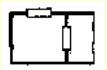
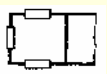
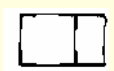
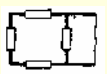
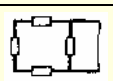
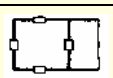
Прямые шахты

Число отверстий	Схема расположения отверстий		$\bar{f}$	$\frac{b}{h}$	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$		
	без решеток	с решетками			без решеток	$\alpha = 30°$; $\frac{b_1'}{h}=0{,}029$; $\frac{l}{b_1'}=1{,}6$; $\frac{\delta}{b_1'}=0{,}058$	$\alpha = 45°$; $\frac{b_1'}{h}=0{,}024$; $\frac{l}{b_1'}=1{,}4$; $\frac{\delta}{b_1'}=0{,}07$
1	2	3	4	5	6	7	8
1			0,36	1,5	15,5	22,0	–
2			0,36	1,5	5,0	7,2	–
3			0,36	1,5	3,50	5,0	–
4			0,36	1,5	2,20	2,6	3,5
4			0,24	1,0	5,30	7,0	10,0
4			0,12	0,5	15,6	19,6	29,0
1			0,36	1,5	14,0	18,6	–

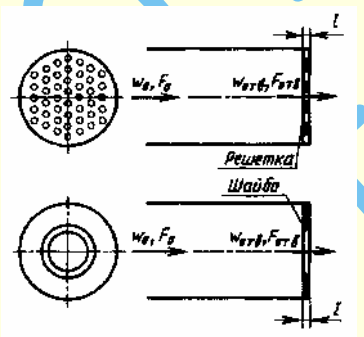
Справочник по гидравлике

Продолжение

Шахты (вытяжные) прямоугольного сечения; боковые отверстия с неподвижными жалюзийными решетками и без них [475]	**Диаграмма 1.8.9–21**

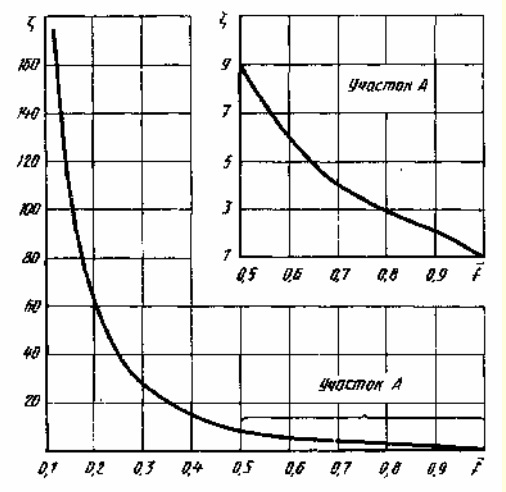
1	2	3	4	5	6	7	8
1			0,36	1,5	17,6	26,0	–
2			0,36	1,5	5,2	6,6	–
2			0,36	1,5	7,0	9,3	–
3			0,36	1,5	4,0	4,6	–
3			0,36	1,5	7,0	9,0	–
4			0,36	1,5	4,0	4,2	5,0
4			0,24	1,0	6,6	8,0	10,7
4			0,12	0,5	16,0	20,0	29,5

Выход из прямой трубы через шайбу или плоскую решетку; с острыми краями отверстий ($\frac{l}{d_г} = 0 \div 0{,}015$); $\mathrm{Re} = \frac{w_{отв} d_г}{\nu} \geq 10^5$ [267, 268, 273]	**Диаграмма 1.8.9–22**



$$d_г = \frac{4F_{отв}}{П_{отв}}; \bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1 + 0{,}5\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}75} + 1{,}41\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}375}\right]\frac{1}{\bar{f}^2}$$



см. график

$\bar{f}$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
ζ	1107	273	119	66	41,4	28,2	20,3	15,2	11,8

$\bar{f}$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,9	0,95	1,0
ζ	9,30	7,49	6,12	,5,05	4,20	3,52	2,95	2,47	2,06	1,63	1,0

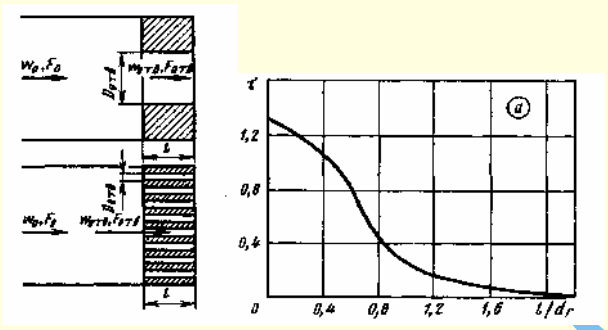
Справочник по гидравлике

Выход из прямой трубы через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий; $\mathrm{Re}=\frac{w_{отв}d_г}{\nu}>10^4$ **[267, 268, 273]**	**Диаграмма 1.8.9–23**

Схема и график

Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$

Края отверстий, утолщенные $\bar{f}=\frac{F_{отв}}{F_0}$; $d_г=\frac{4f_0}{\Pi_{отв}}$



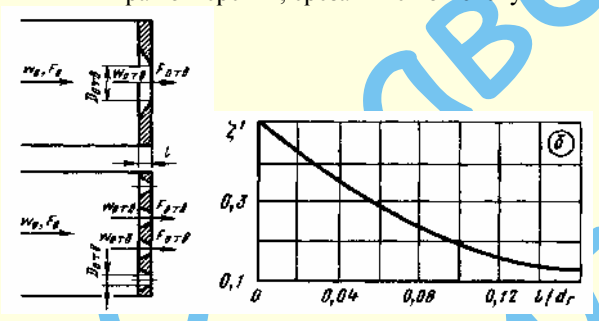
$$\zeta=\left[1+0{,}5\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}75}+\tau\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}375}+\lambda\frac{l}{d_г}\right]\frac{1}{\bar{f}^2},$$

где λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6;

$$\tau=f\left(\frac{l}{d_г}\right)$$

$\frac{l}{d_г}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
τ	1,35	1,22	1,10	0,84	0,42
$\frac{l}{d_г}$	1,0	1,2	1,6	2,0	2,4
τ	0,24	0,16	0,07	0,02	0

Края отверстий, срезанные по потоку

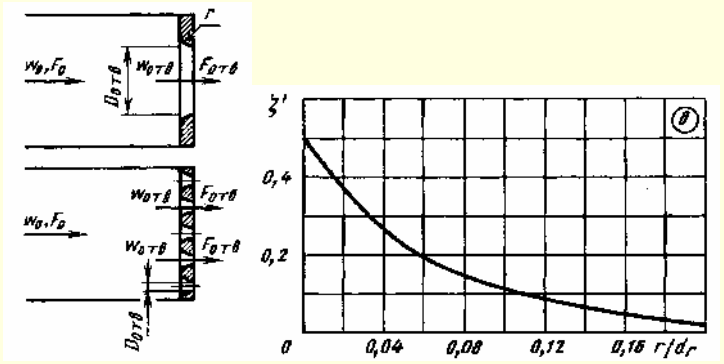


$$\zeta=\left[1+\zeta'\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}75}+2\sqrt{\zeta'}\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}375}\right]\frac{1}{\bar{f}^2},$$

где $\zeta'=f\left(\frac{l}{d_г}\right)$

$\frac{l}{d_г}$	0,01	0,02	0,03	0,04
ζ′	0,46	0,42	0,38	0,35
$\frac{l}{d_г}$	0,06	0,08	0,12	0,16
ζ′	0,29	0,23	0,16	0,13

Края отверстий, закругленные по потоку



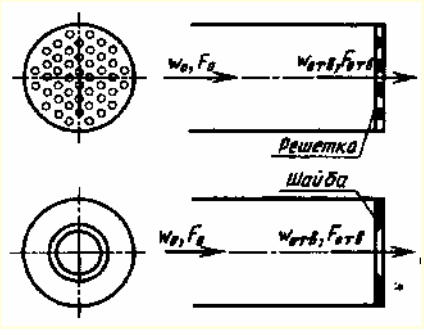
$$\zeta=\left[1+\zeta'\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}75}+2\sqrt{\zeta'}\left(1-\bar{f}\right)^{0{,}375}\right]\frac{1}{\bar{f}^2},$$

где $\zeta'=f\left(\frac{r}{d_г}\right)$

$\frac{r}{d_г}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
ζ′	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22
$\frac{r}{d_г}$	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20	
ζ′	0,19	0,15	0,09	0,06	0,03	

Справочник по гидравлике

Выход из трубы через шайбу или решетку с различными формами краев отверстий в переходной и ламинарной областях ($\mathrm{Re} = \frac{w_{отв} d_г}{\nu} > 10^4 \div 10^5$ **ориентировочно) [267, 268, 273]**	**Диаграмма 1.8.9–24**



$$D_г = \frac{4F_{отв}}{П_{отв}};\ \bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$$

1) $25 < \mathrm{Re} < 10^4 \div 10^5$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_\varphi \frac{1}{\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \zeta_{кв};$$

2) $10 < \mathrm{Re} < 25$:

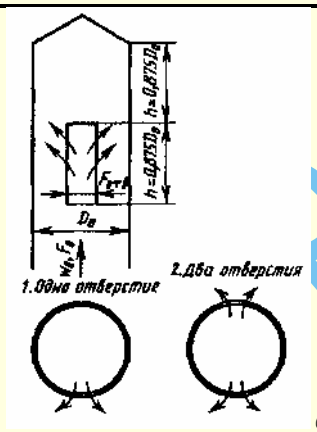
$$\zeta = \frac{33{,}1}{\mathrm{Re}\,\bar{f}^2} + \bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} \zeta_{кв};$$

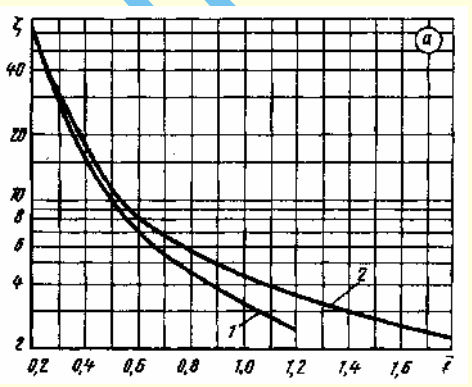
3) $\mathrm{Re} < 10$:

$$\zeta = \frac{33{,}1}{\mathrm{Re}\,\bar{f}^2},$$

где $\bar{\varepsilon}_{0\mathrm{Re}} = f_2(\mathrm{Re})$ и $\zeta_\varphi = f_1\left(\mathrm{Re}, \frac{F_0}{F_1}\right)$ см. диаграмму 1.8.2–19 (имея в виду, что $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$ соответствует отношению $\frac{F_0}{F_1}$, $\zeta_{кв}$ определяется, как ζ при $\mathrm{Re} > 10^4 \div 10^5$ по диаграммам 1.8.9–22 – 1.8.9–23

Выход (боковой) из последнего отверстия трубопровода круглого сечения [678]	**Диаграмма 1.8.9–25**

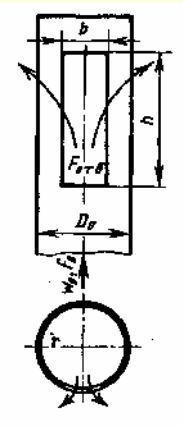


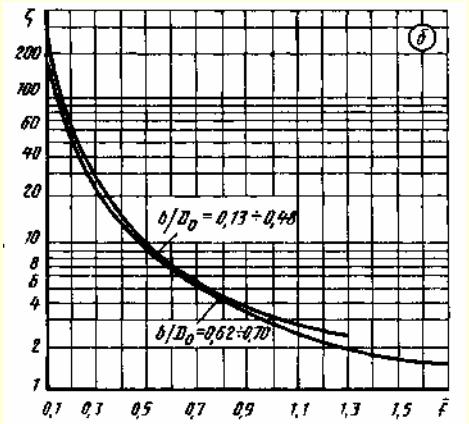


$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = f(\bar{f});\ \bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_0}$$

Значения ζ

Число отверстий	$\bar{f}$												
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
Одно (кривая *1*)	65,7	30,0	16,4	10,0	7,30	5,50	4,48	3,67	3,16	2,44	–	–	–
Два (кривая *2*)	67,7	33,0	17,2	11,6	8,45	6,80	5,86	5,00	4,38	3,47	2,90	2,52	2,25





Справочник по гидравлике

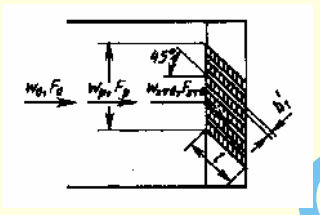
Продолжение

Выход (боковой) из последнего отверстия трубопровода круглого сечения [678]	**Диаграмма 1.8.9–25**

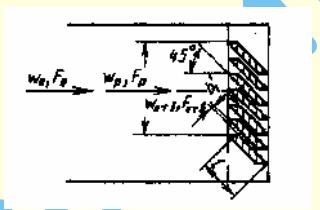
Значения ζ

$\frac{b}{D_0}$	$\bar{f}$																
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
0,13	253	63,3	28,1	15,9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,26	248	62,0	27,7	15,7	10,2	7,22	5,43	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0,38	244	61,0	27,1	15,5	10,1	7,12	5,36	4,25	3,56	3,00	–	–	–	–	–	–	–
0,48	240	60,0	26,6	15,3	9,90	7,00	5,26	4,17	3,46	2,93	2,93	2,56	2,29	–	–	–	–
0,62	228	57,0	25,6	14,6	9,60	6,80	5,15	4,07	3,36	2,85	2,48	2,22	2,01	1,86	1,73	–	–
0,70	220	55,0	24,8	14,3	9,30	6,60	5,05	4,00	3,31	2,80	2,44	2,18	1,92	1,82	1,69	1,56	1,52

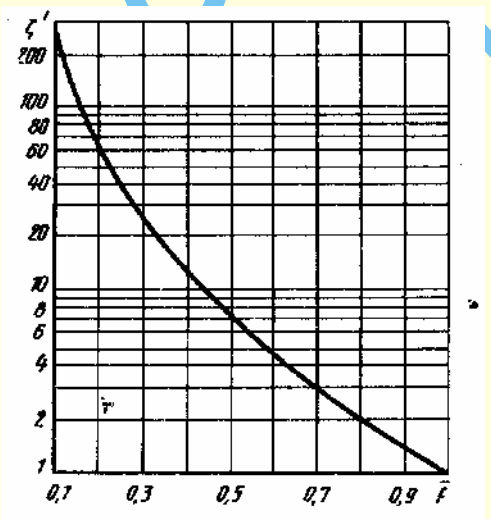
Выход из прямого канала через неподвижную жалюзийную решетку [770, 794]	**Диаграмма 1.8.9–26**



№ 1. Кромки перьев срезаны вертикально



№ 2. Кромки перьев срезаны горизонтально



1) $\frac{l}{b_1'} \geq \left(\frac{l}{b_1'}\right)_{\text{опт}}$ [где $\left(\frac{l}{b_1'}\right)_{\text{опт}} \approx 11\left(1-\bar{f}\right)$]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \left[1+0{,}85\left(1-\bar{f}\frac{F_\text{р}}{F_0}\right)+\zeta_\text{тр}\right]\frac{k_1}{\bar{f}^2}\left(\frac{F_0}{F_\text{р}}\right)^2 = k_1\zeta';$$

2) $\frac{l}{b_1'} < \left(\frac{l}{b_1'}\right)_{\text{опт}}$

$$\zeta = k_1\zeta' + \Delta\zeta,$$

где k = 1,0 для №1; k = 0,6 для № 2; $\Delta\zeta \approx 0{,}5\left\{0{,}5\left[11(1-f')-\frac{l}{b_1'}\right]\right\}$;

$\zeta_\text{тр} = \frac{\lambda l}{b_1'}$; λ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6

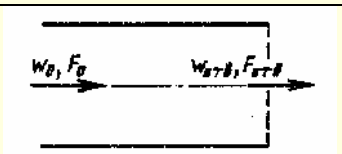
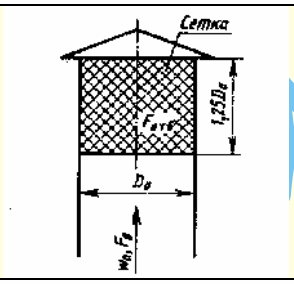
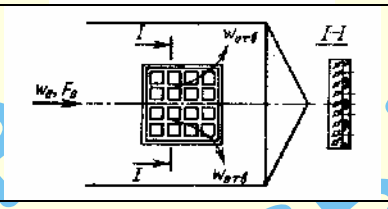
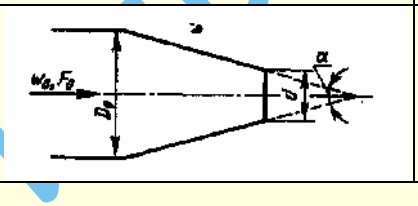
При $\frac{l}{b_1'} = \left(\frac{l}{b_1'}\right)_{\text{опт}}$; $\bar{f} = \frac{F_\text{отв}}{F_\text{р}} = \frac{F_\text{отв}}{F_0}$ и λ = 0,64

(при $\text{Re} = \frac{w_\text{отв} b_1'}{\nu} = 10^3$), значения $\zeta' = f\left(\bar{f}\right)$ см. график

$\bar{f}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ'	247	55,0	23,8	12,3	7,00	4,60	3,00	2,06	1,43	1,00

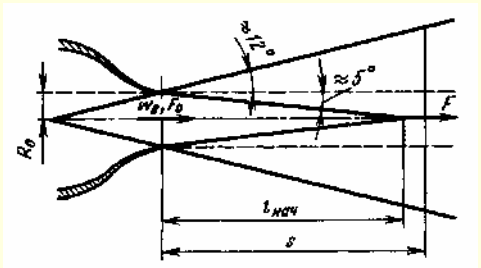
Справочник по гидравлике

Выходные участки при различных условиях	**Диаграмма 1.8.9–27**

Условия выхода	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Из прямой трубы (канала) с сеткой на выходе		$\zeta = 1 + \zeta_c$, где ζ_c определяется, как ζ сетки, по диаграмме 1.8.6–6 (приближенно)
Из тумбочки с сеткой $\bar{f} = \dfrac{F_{отв}}{F_c} = 0{,}8$		$\zeta = 1{,}1$ (ориентировочно)
Через штампованную стандартную жалюзийную решетку при $\bar{f} = \dfrac{F_{отв}}{F_c} \approx 0{,}8$ с поворотными перьями при их полном открытии		$\zeta \approx 3 \div 3{,}5$ (ориентировочно)
Через штампованные или литые фигурные решетки	Схему см. диаграмму 1.8.1–21	$\zeta = f(\bar{f})$ см. диаграмму 1.8.9–22 (приближенно)
Через плавно сужающийся насадок (сопло)		$\zeta = 1{,}05\left(\dfrac{D_0}{d}\right)^4$

Струя свободная осесимметричная [4]	**Диаграмма 1.8.9–28**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 - \bar{e}$$



1. Начальный участок ($\bar{s} \le 9$)[1]:

$$\bar{q} \equiv \frac{Q}{Q_0} = 1 + 0{,}073 + 0{,}002\,\bar{s}^2 - 0{,}0001\,\bar{s}^3 + 0{,}000002\,\bar{s}^4;$$

$$\bar{e} \equiv \frac{2E}{m_0 w_0^2} = 1 - 0{,}036\,\bar{s} - 0{,}0008\,\bar{s}^2 + 0{,}00006\,\bar{s}^3 + 0{,}000002\,\bar{s}^4;$$

$$\bar{e}_я = (1 - 0{,}125\,\bar{s})^2 + 0{,}54\,\bar{s}\,(1 - 0{,}144\,\bar{s})K_1 - 0{,}27\,\bar{s}\,K_2;$$

где K_1 и K_2 см. табл. 1.65 или формулы (1.314);

$$\bar{F}_s = \frac{F_s}{F_0} = (1 + 0{,}144\bar{s})^2;\ \bar{w}_m = \frac{w_m}{w_0} \approx \frac{12{,}4}{\bar{s}}$$

[1] См. сноску к п. 32, 1.8.9.1.

Справочник по гидравлике

Продолжение

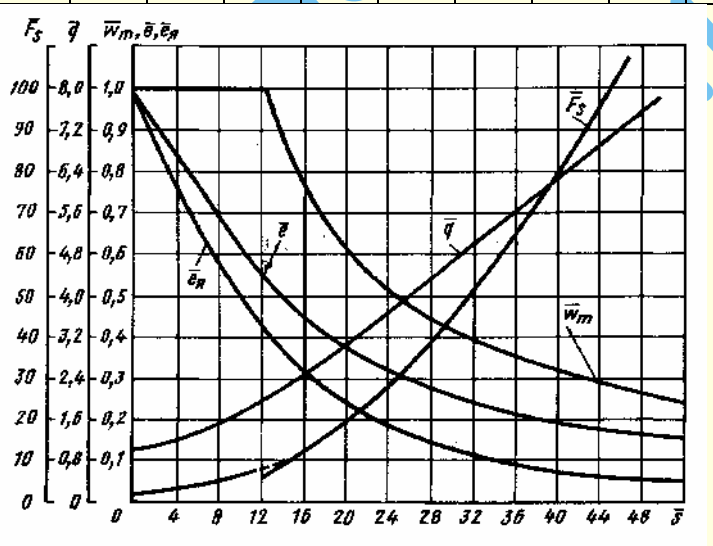
Струя свободная осесимметричная [4]	**Диаграмма 1.8.9–28**

2. Основной участок ($\bar{s}>12$): $\bar{q} \equiv \dfrac{Q}{Q_0} = 0{,}155\,\bar{s}$; $\bar{e} = \dfrac{7{,}75}{\bar{s}}$; $\bar{e}_я = \dfrac{92H_1}{\bar{s}}$,

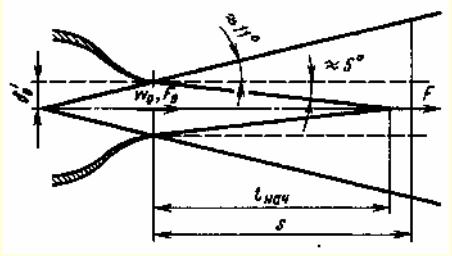
где H_1 см. табл. 1.65 или формулу (1.315*а*);

$\overline{w}_m = \dfrac{w_m}{w_0} \approx \dfrac{12{,}4}{\bar{s}}$; $\overline{F}_s = (0{,}22\,\bar{s})^2$; $\bar{q}$ – относительный расход через данное сечение струи; $\bar{e}$ – относительный запас энергии в данном сечении струи; $\overline{F}_s$ – относительная площадь данного сечения струи

Пара–метры	$\bar{s} \equiv \dfrac{s}{R_0}$														
	0	2	4	6	9	10	11	12	12,5	15	20	25	30	40	50
$\bar{q}$	1,0	1,15	1,32	1,49	1,76	1,85	1,90	2,0	1,94	2,33	3,10	3,88	4,65	6,20	7,75
$\bar{e}$	1,0	0,93	0,86	0,77	0,67	0,60	0,58	0,55	0,53	0,52	0,39	0,31	0,26	0,19	0,16
$\bar{e}_я$	1,0	0,87	0,76	0,66	0,53	0,50	0,46	0,43	0,41	0.34	0,25	0,18	0,13	0,07	0,05
$\overline{w}_m$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,99	0,83	0,62	0,50	0,41	0,31	0,25
$\overline{F}_s$	1,0	1,66	2,48	3,48	5,27	6,25	6,5	7,0	7,50	10,9	19,4	30,3	43,6	77,5	121



Струя свободная плоскопараллельная [4]	**Диаграмма 1.8.9–29**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = 1 - \bar{e}$$

1. Начальный участок ($\bar{s} \le 9$) [1]:

$\bar{q} \equiv \dfrac{Q}{Q_0} = 1 + 0{,}036\,\bar{s}$; $\bar{e} \equiv \dfrac{2E}{m_0 w_0^2} = 1 - 0{,}019\,\bar{s}$; $\bar{e}_я = 1 - 0{,}27\,\bar{s}\,(0{,}416 - K_1)$,

где K_1 см. табл. 1.65 или формулу (1.314*а*).

2. Основной участок ($\bar{s}>12$):

$\bar{q} = 0{,}375\sqrt{\bar{s}}$; $\bar{e} \approx \dfrac{3{,}1}{\sqrt{\bar{s}}}$; $\overline{w}_m = \dfrac{w_m}{w_0} \approx \dfrac{3{,}8}{\bar{s}}$; $\overline{F}_s = \dfrac{F_s}{F_0} = 0{,}22\bar{s}$; $\bar{e}_я = \dfrac{12H_2}{\sqrt{\bar{s}}}$

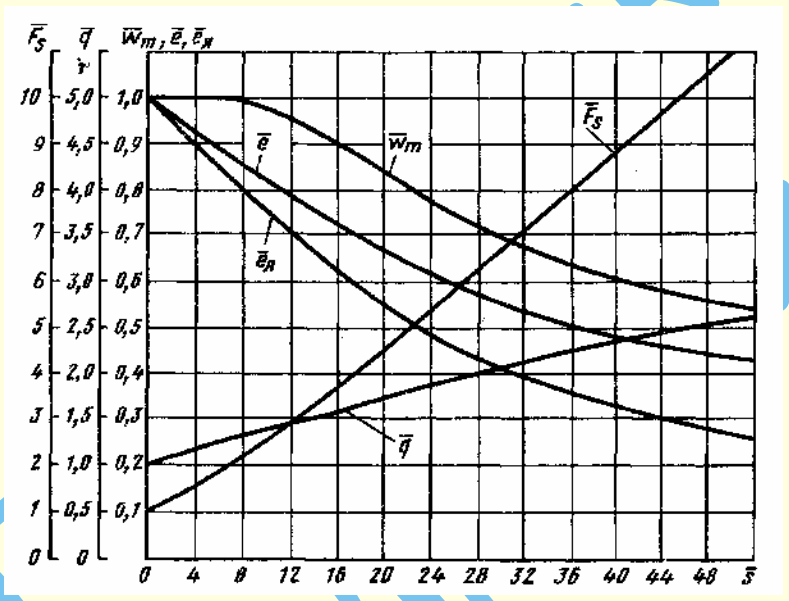
где H_2 см. табл. 1.65 или формулу (1.315*б*); обозначения см. диаграмму 1.8.9–28.

[1] См. сноску к п. 32, 1.8.9.1.

Продолжение

Струя свободная плоскопараллельная [4]	Диаграмма 1.8.9–29

Параметры	$\bar{s} \equiv \frac{s}{R_0}$														
	0	2	4	6	9	10	11	12	12,5	15	20	25	30	40	50
$\bar{q}$	1,0	1,07	1,14	1,22	1,32	1,35	1,38	1,40	1,42	1,45	1,68	1,88	2,05	2,372	2,65
$\bar{e}$	1,0	0,96	0,92	0,89	0,83	0,81	0,80	0,78	0,76	0,73	0,67	0,60	0,55	0,48	0,43
$\bar{e}_я$	1,0	0,95	0,89	0,84	0,77	0,75	0,73	0,71	0,71	0,65	0,55	0,47	0,40	0,33	0,26
$\bar{w}_m$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92	0,85	0,76	0,69	0,60	0,54
$\bar{F}_s$	1,0	1,32	1,63	1,95	2,42	2,50	2,60	2,70	2,90	3,30	4,40	5,50	6,60	8,80	11,0



1.8.10. Сопротивление при течении через различные аппараты (коэффициенты сопротивления аппаратов и других устройств)

1.8.10.1. Пояснения и практические рекомендации

Газовоздухоочистные аппараты

1. Газовоздухоочистные аппараты можно разделить на несколько групп в соответствии с принципами, на которых основаны процессы очистки газа (воздуха) от взвешенных в нем частиц. Рассмотрим сопротивление инерционных жалюзийных пылеотделителей, циклонов – одиночных, групповых и батарейных, мокрых газоочистных аппаратов, фильтров – пористых и тканевых, электрофильтров.

2. В инерционных жалюзийных пылеотделителях пыль отделяется от газа (воздуха) вследствие того, что поток, разбиваемый лопастями жалюзийной решетки на мелкие струйки, резко поворачивается вокруг этих лопастей (рис. 1.196). При этом возникают центробежные силы, под действием которых частицы пыли выделяются из потока. Этому способствуют удар и отражение частиц от поверхности лопастей решетки.

Степень очистки газа (воздуха) зависит от скорости движения потока в момент подхода к лопастям решетки, от размеров частиц пыли, их плотности, вязкости и плотности газов, радиуса кривизны траектории, описываемой струйкой, проходящей через решетку, а также от конструкции пылеотделителя.

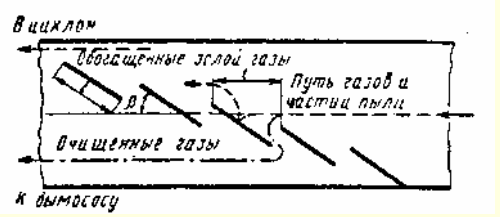


Рис. 1.196. Схема работы жалюзийного пылеуловителя

3. Процесс отделения взвешенных частиц из потока в возвратно-противоточных циклонах основан на использовании сил инерции, возникающих при движении потока в кор-

пусе циклона по спирали – в направлении от тангенциального входа к пылепропускному отверстию в днище корпуса (рис. 1.197). По мере течения по нисходящей (внешней) спирали часть потока с уменьшающейся скоростью направляется к выходной трубе, а взвешенные в нем частицы отбрасываются к стенке корпуса и вместе с остальной частью потока продолжают двигаться к пылепропускному отверстию.

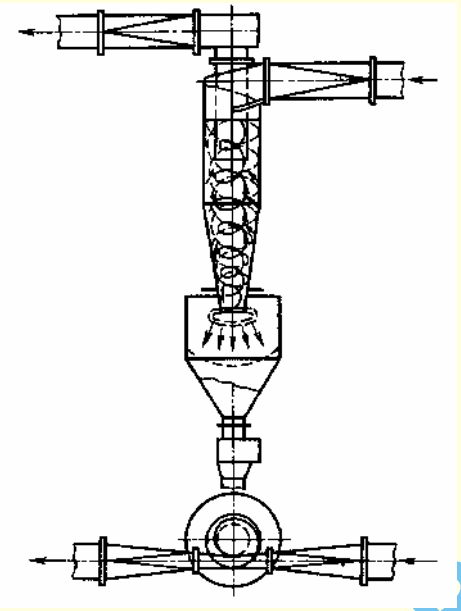


Рис. 1.197. Схема течения в корпусе циклона с раскручивающей улиткой на выходе

Некоторая часть потока, вращающегося по внешней спирали, проходит через пылепропускное отверстие корпуса в бункер, вынося с собой взвешенные частицы. В бункере скорость потока постепенно теряется, вследствие чего выпадают взвешенные в нем частицы.

Очищенный поток из бункера входит обратно в корпус циклона через то же пылепропускное отверстие, но по восходящей (внутренней) спирали. Движение потока по этой спирали продолжается до входа в выходную трубу и в самой трубе. При этом по пути очищенный поток присоединяет к себе часть потока, отделяющегося от нисходящей спирали.

4. Степень очистки потока в циклонах зависит от конструкции и размеров циклонных аппаратов, скорости запыленного потока, физических свойств пыли и размеров ее частиц, физических свойств перемещающейся среды, концентрации пыли и от других факторов. Как правило, эффективное улавливание циклонами достигается при размерах частиц более 5 мкм.

5. Пропускная способность (производительность) циклона является прямой функцией его гидравлического сопротивления. Чем меньше коэффициент сопротивления циклона, тем больше его пропускная способность. Теоретически коэффициент сопротивления циклона может быть оценен по методу Л. С. Клячко [333] или Е. М. Минского [447].

Приведенные в справочнике значения коэффициентов сопротивления циклонов различных типов получены экспериментально.

Для сравнения работы циклонов наиболее характерным является скорость потока в их корпусе, а для расчета целесообразнее оперировать скоростью на входе. Поэтому даются два коэффициента сопротивления циклонов: приведенные к средней скорости на входе $\left[\zeta_0 = \dfrac{2\Delta p}{\rho w_0^2}\right]$ и к средней скорости по поперечному сечению корпуса $\left[\zeta_1 = \dfrac{2\Delta p}{\rho w_1^2}\right]$.

6. При работе циклона в сети, когда движущаяся среда из циклона выходит в газовый тракт через сравнительно длинный прямой участок $\left(\dfrac{l}{d} > 10\right)$ диаметром d, равным диаметру выходного патрубка, к потерям полного давления непосредственно в циклоне прибавляются потери, связанные с раскручиванием и выравниванием потока за циклоном. При этом повышаются также потери на трение, поскольку при вращательном движении увеличивается градиент скорости в пристенной области. Все потери являются неотъемлемой частью «местных» потерь в циклоне.

7. При работе циклона на выход непосредственно в большой объем или окружающую среду потерянной для данного циклона является и вся кинетическая энергия вращающейся среды, выходящей из циклона в большой объем. Эта энергия больше энергии, теряемой в прямом выходном участке при раскручивании струи, примерно на величину кинетической энергии, взятой по средней скорости $w_{вых}$ в сечении выходного патрубка.

Поэтому, если для первого случая (циклон в сети)

$$\Delta p_c \equiv \frac{\zeta_{1c}\rho w_1^2}{2},$$

то для второго случая (полные потери)

$$\Delta p_п \equiv \Delta p_c + \frac{\rho w_{вых}^2}{2} = \Delta p_c + \left(\frac{D_1}{d}\right)^4 \frac{\rho w_1^2}{2},$$

и соответственно

$$\zeta_{1п} = \zeta_{1c} + \left(\frac{D_1}{d}\right)^4,$$

где $\zeta_{1c} = \dfrac{2\Delta p_c}{\rho w_1^2}$ – коэффициент сопротивления одиночного циклона, работающего в сети: $\zeta_{1п} = \dfrac{2\Delta p_п}{\rho w_1^2}$ – коэффициент полного сопротивления одиночного циклона с выходом потока в большой объем.

8. Коэффициент сопротивления циклона ζ_1 зависит от числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = \dfrac{w_1 D_1}{\nu}$, но в отличие от обычного коэффициента трения он возрастает с увеличением Re в определенных пределах и, наоборот, снижается с уменьшением этого числа. Это означает, что он также возрастает с увеличением скорости потока в циклоне w_1 при постоянных D_1 и ν или диаметра циклона при постоянных w_1 и ν. Такое изменение ζ_1 объясняется влиянием сопротивления трения в циклоне на интенсивность вращения потока [256, 264]. Чем меньше Re, тем больше коэффициент трения λ, и, следовательно, тем большее тормозящее действие оказывают стенки циклона на поток при его вращении. Так как основные потери в циклоне связаны с вращательным движением среды, то уменьшение интенсивности вращения приводит к снижению коэффициента полного сопротивления циклона.

Справочник по гидравлике

9. На ζ влияет и относительная шероховатость стенок циклона, а также относительная величина местных выступов (места сварки, швы и т. п.).

При постоянной абсолютной шероховатости стенок циклона коэффициент сопротивления ζ_1 с увеличением диаметра циклона возрастает еще более резко, так как при этом снижается относительная шероховатость, а следовательно, уменьшается коэффициент трения и его тормозящее действие.

Для циклонов типа ЦН коэффициент ζ_1 возрастает с увеличением диаметра циклона практически до D_1 = 500 мм, после чего его можно считать постоянным[1].

10. Повышение концентрации взвешенных в потоке частиц снижает сопротивление циклона. Это обстоятельство объясняется рядом факторов: уменьшением турбулентности потока при наличии в нем взвешенных частиц; уменьшением части энергии, идущей на транспортирование твердых (или жидких) частиц, и уменьшением доли энергии, идущей на закручивание движущейся среды; эффектом дополнительного торможения вращательного движения среды осаждающимися на стенки циклона твердыми (или жидкими) частицами [256, 264]. Чем больше в известных пределах концентрация взвешенных в потоке частиц, тем значительнее снижается сопротивление циклона[2].

11. Сопротивление циклона существенно снижается при уменьшении закручивания потока в выходном патрубке. Последнее достигается установкой специального раскручивателя (см. схему *а* диаграммы 1.197) перед выходным патрубком или кольцевого диффузора на выходе из патрубка. Кольцевой диффузор эффективен как при работе циклона с выходом потока в большой объем (см. схему *б* диаграммы 1.8.10–2), так и при работе в сети (см. схему *в* диаграммы 1.8.10–2). Применять вместе раскручиватель и кольцевой диффузор нецелесообразно.

12. Небольшое снижение сопротивления циклона дает также и раскручивающая улитка (см. рис. 1.197 и схему *г* диаграммы 1.8.10–2), которая позволяет осуществить одновременно и изменение направления потока на 90°. Для изменения направления потока можно также использовать и обычный отвод (см. схемы *в* и *д* диаграммы 1.8.10–2). При установке отвода с углом поворота 90° и $\frac{R_0}{d}$ = 1,5 в непосредственной близости от циклона сопротивление последнего не повышается. Только при расположении отвода далеко за циклоном (на расстоянии $\frac{l}{d} > 12$) следует учитывать его дополнительное сопротивление [288].

13. Производительность циклона тем выше, чем больше его диаметр, но с увеличением диаметра снижается степень очистки. Поэтому для большого количества очищаемого потока вместо одиночных циклонов больших размеров целесообразнее применять группу циклонов меньших диаметров или батарейные циклоны, которые отличаются от групповых не только значительно меньшими размерами элементов, но и конструкцией. В частности, для обеспечения вращательного движения потока в элементах батарейного циклона устанавливают специальные направляющие аппараты (розетки с лопастями под углом 25 – 30° к оси циклона или винтообразные лопасти, рис. 1.198).

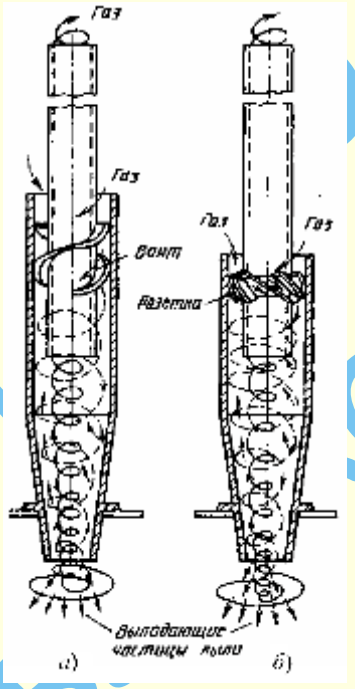


Рис. 1.198. Элементы батарейного циклона:
а – с винтообразной лопастью; *б* – с розеткой

14. Общее гидравлическое сопротивление группового, а также батарейного циклона включает в себя сопротивление не только собственно циклонных элементов, но и подводящих и отводящих участков (от сечения *0 – 0* до сечения *2 – 2*, см. схемы диаграмм 1.8.10–5 и 1.8.10–6). Кроме того, общее сопротивление учитывает и влияние условий входа в циклонные элементы.

Коэффициенты сопротивления $\zeta_{1гр}$ группового циклона вычисляют по формулам, приведенным на диаграмме 1.8.10–5, а батарейного циклона $\zeta_{1б}$ – по формулам, приведенным на диаграмме 1.8.10–6.

15. Во многих случаях целесообразно применять прямоточные циклоны, которые имеют небольшие габариты при относительно низких коэффициентах сопротивления.

Некоторые типы таких циклонов обеспечивают и достаточно высокие коэффициенты очистки (см. диаграмму 1.8.10–7). Эффективность очистки значительно зависит от степени отсоса $\bar{q} = \frac{q}{Q}$ пылегазовой смеси из бункера циклона (где q – количество отсасываемой пылегазовой смеси, м^3/с).

16. На диаграмме 1.8.10–7 приведены также оптимальные скорости потока в сечении корпуса прямоточного циклона, при которых достигается практически максимальная эффективность очистки без дальнейшего увеличения этой скорости, а следовательно, увеличения его сопротивления. Наиболее низкий коэффициент сопротивления (ζ = 1,5÷1,7) обеспечивает циклон, разработанный С. Е. Бутаковым и Г. М. Барахтенко [52].

[1] Некоторые опыты показывают, что для циклонов других типов, например для циклонов типа СДК, коэффициент сопротивления с увеличением D_1 неуклонно растет.

Технические характеристики типоразмерного ряда циклонов ЦН-15, а также циклонов других типов, не описанных в настоящем справочнике, приводятся в каталоге [111].

[2] Пока затраты энергии на транспортирование взвешенных частиц не станут превышать указанное сопротивление.

Справочное пособие Гидравлика

17. Прямоточные циклоны хорошо компонуются в группы (батареи), особенно циклоны с лопастными закручивателями.

Коэффициент сопротивления батареи прямоточных циклонов остается почти таким же, как и для одиночного циклона.

18. Для повышения степени очистки газа (воздуха) от взвешенных частиц часто применяют мокрые газоочистные аппараты. Улучшение улавливания в мокрых аппаратах достигается орошением газового потока жидкостью, разбрызгиваемой форсунками (соплами), или водяной пленкой, создаваемой на поверхности газоочистного аппарата.

На диаграммах 1.8.10–8 – 1.8.10–12 приведены значения коэффициентов сопротивления ζ или абсолютные значения сопротивления Δp отдельных типов мокрых газоочистных аппаратов.

19. К мокрым газоочистным аппаратам, обеспечивающим высокий коэффициент очистки, относится и турбулентный промыватель (скруббер Вентури), состоящий из двух основных частей: трубы-распылителя *1* (рис. 1.199), выполняемой в виде трубы Вентури, и каплеуловителя *2*. У этого аппарата достигается большая скорость потока в горловине (60 ÷ 150 м/с).

Жидкость, вводимая в трубу Вентури струями или каплями, благодаря большой скорости газового потока в горловине дробится на мельчайшие капли с большой суммарной площадью поверхности (большим числом частиц в единице объема). Большая скорость, кроме того, повышает турбулентность потока. Эти факторы увеличивают вероятность соударения жидких и твердых частиц в запыленном газе. Следовательно, процесс очистки в таком аппарате можно рассматривать в основном как коагуляционный процесс. Скоагулированные частицы в дальнейшем улавливаются второй частью турбулентного промывателя – каплеуловителем.

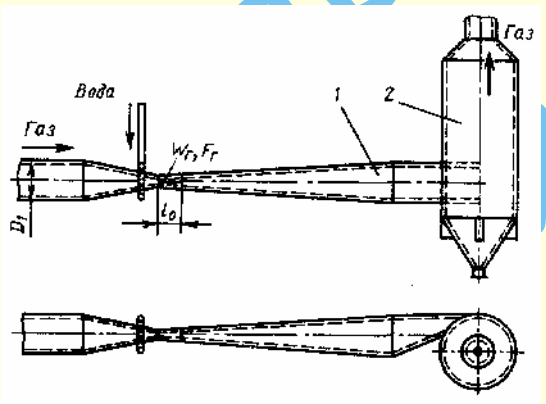


Рис. 1.199. Труба-распылитель (скруббер Вентури):
1 – труба Вентури (распылитель); *2* – каплеуловитель

20. Коэффициент сопротивления трубы Вентури [456, 571, 606, 607, 628]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_г w_0^2 / 2} = \zeta_г + \zeta_ж \frac{\rho_ж}{\rho_г} m_1,$$

где $\zeta_г \equiv \frac{2\Delta p_г}{\rho_г w_г^2}$ – коэффициент сопротивления трубы Вентури без жидкостного орошения;

$\zeta_ж \equiv \frac{2\Delta p_ж}{\rho_г w_г^2}$ – коэффициент сопротивления трубы Вентури, учитывающий влияние орошения потока жидкостью;

$w_г$ – средняя скорость рабочего газа в горловине трубы-распылителя, м/с;

$p_г$, $p_ж$ – плотность соответственно рабочего газа в горловине трубы-распылителя и орошающей жидкости, кг/м^3;

m_1 – удельный расход орошающей жидкости (степень орошения), м^3/м^3.

21. Коэффициент сопротивления «сухой» трубы Вентури (без орошения) может быть вычислен по приближенной формуле Ф. Е. Дубинской [209, 210], полученной на основе обработки экспериментальных данных:

$$\zeta_г = 0{,}165 + 0{,}034\frac{l_0}{D_г} - 3\cdot 10^{-3} w_г \left(0{,}06 + 0{,}028\frac{l_0}{D_г}\right), \quad (1.317)$$

где $D_г$ – гидравлический диаметр горловины трубы Вентури, м; l_0 – длина горловины, м; коэффициент $3\cdot 10^{-3}$ – размерный (с/м).

Формула (1.317) применима для труб Вентури как круглого, так и прямоугольного (щелевого) сечения при шероховатости внутренней поверхности не более 3,2 мкм и верна при $w_г \le 150$ м/с и $0{,}15 \le \frac{l_0}{D_г} \le 10$.

22. Коэффициент сопротивления трубы Вентури, учитывающий орошение, может быть вычислен по следующим эмпирическим формулам [209, 210]:

при $w_г \le 60$ м/с

$$\zeta_ж = 3{,}5\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{-0{,}266} \zeta_г m_1^{B_1}; \quad (1.318)$$

при $w > 60$ м/с

$$\zeta_ж = 1{,}68\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}29} \zeta_г m_1^{B_2}, \quad (1.319)$$

где

$$B_1 = 1 - 0{,}98\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}026}; \quad (1.320)$$

$$B_2 = 1 - 1{,}12\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{-0{,}045}. \quad (1.321)$$

Формулы (1.318) – (1.321) получены для случаев подачи жидкости для орошения форсункой или наконечником в конфузорную часть трубы Вентури круглого или прямоугольного (щелевого) сечения при $0{,}15 \le \frac{l_0}{D_г} \le 12$.

23. Часто по конструктивным и практическим соображениям применяют батарейные турбулентные промыватели, набранные из нескольких десятков мелких труб Вентури. Для вычисления коэффициента сопротивления $\zeta_ж$ батареи труб Вентури круглого сечения (диаметром $D_г \approx 90\div 100$ мм, $\alpha_к \approx 60\div 65°$, $\alpha \approx 7°$, $\frac{l_0}{D_г} = 0{,}15$) с орошением, подаваемым в конфузор каждой трубы Вентури с помощью механических форсунок различного типа, Ф. Е. Дубинской [209, 210] рекомендуется следующая эмпирическая формула:

$$\zeta_ж = 0{,}215\zeta_г m_1^{-0{,}54}.$$

24. Гидравлическое сопротивление каплеуловителя определяется в зависимости от выбранного типа этого аппарата.

25. В мокром пылеуловителе с провальными решетками (см. схему диаграммы 1.8.10–10) при взаимодействии газа с жидкостью возникают различные гидродинамические режи-

Освобождено по решению Госкомитета по здравоохранению

мы: а) смоченной решетки; б) барботажный; в) пенный; г) волновой.

Обычно пылеуловитель работает в пенном режиме.

26. Сопротивление провальной решетки со слоем пены определяется по формуле, предложенной А. Ю. Вальдбергом [485, 486, 628]:

$$\Delta p = 0,5\frac{A^2\rho_г w_г^2}{\bar{f}^2} + \Delta p_\sigma,$$

где

$$A = 39L^{-0,57}\left(\frac{L}{G}\right)^{0,7}\left(\frac{\rho_г}{\rho_ж}\right)^{0,35};$$

$\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_р}$ – коэффициент живого сечения решетки; $w_г$ – скорость газового потока в свободном сечении аппарата, м/с; L и G – массовый расход соответственно жидкости и газа через единицу поверхности решетки, кг/(м^2·с);

Δp_σ – гидравлическое сопротивление, вызванное силами поверхностного натяжения, Па.

Для щелевых решеток

$$\Delta p_\sigma = \frac{2\sigma}{b_щ}.$$

Для дырчатых решеток (по формуле, предложенной Д. С. Артамоновым)

$$\Delta p_\sigma = \frac{4\sigma}{1,3d_{отв} + 0,08d_{отв}^2},$$

где σ – поверхностное натяжение на границе раздела фаз газ – жидкость, Н/м; $d_{отв}$ – диаметр отверстия решетки, м; $b_щ$ – ширина щели решетки, м[1].

27. Для очистки воздуха, подаваемого в помещение, от относительно крупных частиц (более 10 мкм) применяют масляные фильтры. Воздух в них очищается главным образом в результате инерционной сепарации частиц пыли на поверхности пористого слоя и связывания частиц масляными пленками, создаваемыми на этих поверхностях.

Гидравлическое сопротивление ячейковых унифицированных фильтров типа Фя приведено на диаграмме 1.8.10–13 (ФяР – конструкции Е. В. Рекка, заполнение гофрированной стальной сеткой; ФяП – обработанный пенополиуретаном; ФяУ – фильтрующим материалом ФСВУ – упругим стекловолокном) [501, 574].

28. В рукавных фильтрах газ очищается в результате фильтрации через ткань, задерживающую пыль.

Основные потери давления в рукавных фильтрах происходят в тканевых рукавах, поэтому сопротивление таких фильтров, как правило, может быть оценено на основании данных по сопротивлению различных тканей.

На диаграммах 1.8.10–14 – 1.8.10–17 приведены характеристики и сопротивление фильтров различных типов (ФВК, ФРУ, ФРП, ЛАИК, АФА).

Более полные сведения о рукавных и других фильтрах содержатся в каталоге [111] и справочнике [571].

29. К фильтрам тонкой очистки вентиляционного воздуха относятся фильтры, обеспечивающие очистку приточного и вытяжного воздуха, а также воздуха систем кондиционирования и рециркуляции [497].

Наиболее распространенной конструкцией вентиляционных фильтров (см. диаграмму 1.8.10–16) является конструкция рамочного фильтра ЛАИК, разработанного лабораторией аэрозолей ФХИ им. Л. Я. Карпова.

Сопротивление фильтра ЛАИК в пределах скоростей фильтрации w = 0,01÷0,1 м/с примерно в 2 раза больше сопротивления фильтрующего материала ФП (фильтрующий материал И. В. Петрянова), которым снаряжен этот фильтр.

30. В пределах скоростей фильтрации до w = 10÷20 м/с для материалов ФП сохраняется пропорциональность сопротивления Δp (Па) скорости w (м/с):

$$\Delta p = \Delta p_0 w,$$

где Δp_0 – стандартное сопротивление, т. е. сопротивление в 1 Па, при скорости w = 1 м/с.

Сопротивление фильтрующих материалов может быть определено по формуле Фукса – Стечкиной (в Па):

$$\Delta p = 9,81\frac{4w\mu m_1}{a^2\rho_п\left(-1,15\lg\beta - \varepsilon\right)},$$

где m_1 – плотность волокон; $\rho_п$ – плотность полимера волокон материала; β – плотность упаковки (доля объема слоя, занятого волокнами); a – радиус волокон; ε – коэффициент, равный 0,75 для параллельных волокон, 0,4 – для системы изотропно распределенных волокон, подобных материалам ФП.

Формула справедлива только в том случае, когда радиус волокон фильтра намного больше средней свободной длины пробега молекул газа.

31. Материалы ФП применяются также в аналитических аэрозольных фильтрах АФА, предназначенных для контроля и анализа загрязненности воздуха аэрозольными примесями. Такие фильтры отличаются высокой задерживающей способностью, которая дает возможность улавливать практически все находящиеся в воздухе частицы независимо от их размера.

32. Для улавливания пыли применяются также слоевые фильтры из сыпучего или кускового материала (песок, гравий, шлак, кольца Рашига и др.), фильтры из набора металлических сеток или из специально приготовленных пористых материалов, бумажные фильтры и т. д.

Гидравлическое сопротивление таких фильтров может быть определено по тем же данным, что и для насадок и сеток.

33. В промышленных электрофильтрах почти всех типов потери давления в основном складываются из потерь входа в рабочую камеру (электрополя); потерь выхода из рабочей камеры (последнего электрополя); потерь при прохождении через межэлектродное пространство (в случае пластинчатого электрофильтра – между осадительными пластинами, а в случае трубчатого электрофильтра – по осадительным трубам).

Общий коэффициент сопротивления установки электрофильтра

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{вх} + \zeta_{вых} + \zeta_к,$$

где $\zeta_{вх}$ – коэффициент сопротивления входного участка аппарата; $\zeta_{вых}$ – коэффициент сопротивления выходного участка; $\zeta_к$ – коэффициент сопротивления рабочей камеры (электрополей) аппарата с осадительными элементами. Все коэффициенты приведены к скорости w_0.

34. В электрофильтрах так же, как почти во всех технологических аппаратах, поток из подводящего газохода вхо-

[1] Технические сведения о других конкретных типах аппаратов мокрой очистки газов приведены в каталоге [111].

Справочник по гидравлике

дит в рабочую камеру с внезапным расширением[1] (см. схемы диаграммы 1.8.10–19), поэтому коэффициент сопротивления входа в случае отсутствия газораспределительных устройств

$$\zeta_{вх} \equiv \frac{\Delta p_{вх}}{\rho w_0^2/2} = N_0\left(1-\frac{2}{3n_1}\right)+\frac{1}{n_1^2}-\frac{4}{3n_1},$$

где $n_1 = \frac{F_к}{F_0}$ – степень расширения аппарата (отношение площади рабочей камеры к входному отверстию);

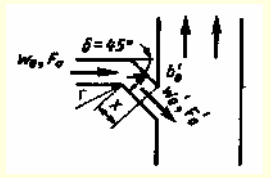
$$N_0 = \frac{1}{F_0}\int_{F_0}\left(\frac{w}{w_0}\right)^3 dF,$$

где N_0 – коэффициент кинетической энергии, характеризующий распределение скоростей на входе в аппарат.

Значения этого коэффициента, а также коэффициента количества движения $M_0 = \frac{1}{F_0}\int_{F_0}\left(\frac{w}{w_0}\right)^2 dF$ (грубо ориентировочно) для различных случаев подвода потока к аппарату приведены в табл. 1.66 – 1.72.

Таблица 1.66

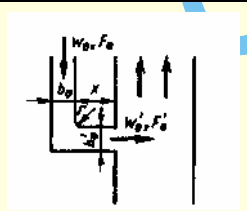
Колено δ = 45°; $\frac{r}{b_0} = 0$



Коэффициент	$\frac{x}{b_0'}$		
	0 ÷ 1,2	3,25	≥5,0
M_0	1,12	1,08	1,02
N_0	1,36	1,25	1,06

Таблица 1.67

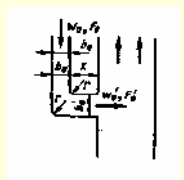
Колено δ = 90°; $\frac{r}{b_0} = 0$; $\frac{b_0'}{b_0} = 1{,}0$



Коэффициент	$\frac{x}{b_0'}$			
	1,2	3,0	6,0	10
M_0	1,80	1,50	1,10	1,02
N_0	3,50	2,80	1,30	1,06

Таблица 1.68

Колено δ = 90°; $\frac{r}{b_0} = 0{,}1$; $\frac{b_0'}{b_0} = 1$

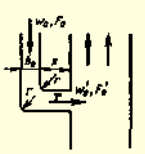


Коэффициент	$\frac{x}{b_0}$				
	0÷0,5	1,5	3,0	6,0	8,0
M_0	1,40	1,25	1,12	1,06	1,02
N_0	2,30	1,75	1,36	1,18	1,06

[1] В тех случаях, когда поток подводится через диффузор (горизонтальные электрофильтры), можно также считать, что имеет место внезапное расширение, так как угол расширения диффузора, как правило, больше 60–90°.

Таблица 1.69

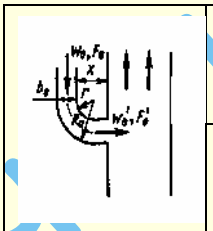
Колено δ = 90°; с расширением $\frac{F_0'}{F_0} = 1{,}3$; $\frac{r}{b_0} = 0{,}18$



Коэффициент	$\frac{x}{b_0'}$				
	0 ÷ 0,5	1,5	3,0	6,0	10
M_0	1,70	1,40	1,25	1,10	1,02
N_0	3,20	2,30	1,75	1,30	1,06

Таблица 1.70

Отвод δ = 90°; $\frac{r}{b_0} = 0{,}5$; $\frac{R_0}{b_0} = 1{,}5$



Коэффициент	$\frac{x}{b_0}$				
	0 – 0,5	1,0	2,0	3,0	4,0
M_0	1,25	1,13	1,07	1,03	1,02
N_0	1,80	1,40	1,21	1,10	1,06

35. Коэффициент сопротивления выхода из аппарата (электрофильтра) через конфузор или выхода с внезапным сужением (см. схемы диаграммы 1.8.10–19) может быть определен на основании формулы (1.208):

$$\zeta_{вых} \equiv \frac{\Delta p_{вых}}{\rho w_0^2/2} = \zeta'\left(1-\frac{F_{вых}}{F_к}\right)\left(\frac{F_0}{F_{вых}}\right)^2,$$

где ζ' – коэффициент смягчения входа, определяемый, как ζ входного участка, по диаграммам 1.8.1–1, 1.8.1–2, 1.8.1–4 и 1.8.1–7; $F_{вых}$ – площадь узкого сечения выходного участка, м^2.

36. Коэффициент сопротивления рабочей камеры в виде трубчатого электрофильтра

$$\zeta_к = \zeta_э \equiv \frac{\Delta p_к}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{вх} + \zeta'_{вых} + \zeta_{тр},$$

где $\zeta'_{вх} = 0{,}5\left(1-\frac{F_э}{F_к}\right)\left(\frac{F_0}{F_э}\right)^2$ – коэффициент сопротивления входа в осадительные трубы; $\zeta'_{вых} = \left(1-\frac{F_э}{F_к}\right)^2\left(\frac{F_0}{F_э}\right)^2$ – коэффициент сопротивления выхода из осадительных труб; $\zeta_{тр} = \left(\frac{\lambda l_э}{D_э}\right)\left(\frac{F_0}{F_э}\right)^2$ – коэффициент сопротивления трения осадительных труб; $F_э$ – суммарная площадь сечения осадительных труб; $D_э$ и $l_э$ – их диаметр и длина.

37. Коэффициент сопротивления пластинчатого электрофильтра может быть определен по формуле:

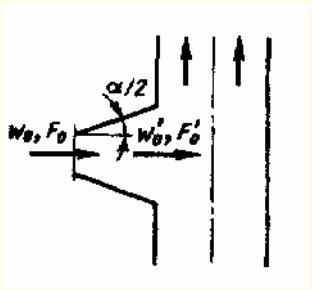
$$\zeta_к = \zeta_э \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = n_п k_н\left(\zeta_{эл} + 0{,}5 n_э\right)\left(\frac{F_0}{F_к}\right)^2,$$

где $\zeta_{эл}$ – коэффициент сопротивления межэлектродного канала, зависящий от формы осадительных электродов, формы коронирующих электродов и стоек рамы их крепления;

Справочник по гидравлике

Таблица 1.71

Диффузор круглого или прямоугольного сечения с расширением в двух плоскостях



Коэффициенты	$n_1 = \frac{F_0'}{F_0}$							
	3,0	4,0	6,0	10	3,0	4,0	6,0	10
M_0	α = 6°				α = 10°			
	1,15	1,20	1,40	1,25	1,20	1,30	1,90	1,40
N_0	1,45	1,60	2,20	1,75	1,60	1,90	3,70	2,20
M_0	α = 15°				α = 30°			
	1,50	1,85	2,30	1,80	2,00	2,50	3,10	2,55
N_0	2,50	3,50	4,80	3,40	4,00	5,30	7,20	5,70
M_0	α = 45°				α = 60°			
	2,50	2,90	3,90	4,5	2,70	3,30	4,50	5,90
N_0	6,00	6,90	9,70	11,5	5,80	8,00	11,5	15,7
M_0	α = 90°				α = 180°			
	2,80	3,75	5,20	7,0	4,00	5,10	7,30	9,00
N_0	6,90	9,00	13,5	19,0	10,0	13,0	20,0	25,0

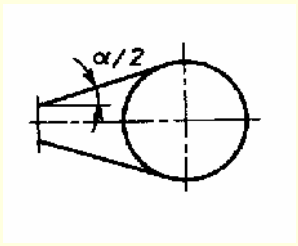
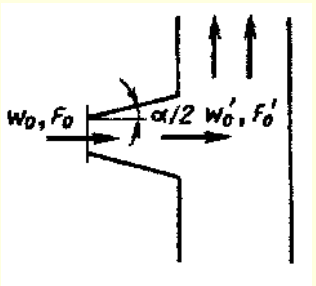


Таблица 1.72

Диффузор плоский

Коэффициенты	$n_1 = \frac{F_0'}{F_0}$					
	1,21	1,40	1,60	1,86	2,07	2,28
M_0	α°					
	2	4	6	8	10	12
	1,0	1,07	1,11	1,15	1,20	1,27
N_0	1,0	1,28	1,33	1,45	1,60	1,86



Коэффициенты	$n_1 = \frac{F_0'}{F_0}$							
	3,0	4,0	6,0	10	3,0	4,0	6,0	10
M_0	α = 6°				α = 10°			
	1,10	1,15	1,35	1,15	1,12	1,20	1,60	1,30
N_0	1,30	1,45	2,05	1,45	1,36	1,60	2,80	1,90
M_0	α = 15°				α = 30°			
	1,40	1,50	1,70	1,40	1,80	2,50	2,20	1,80
N_0	2,20	2,50	3,10	2,20	3,40	5,40	4,60	3,40
M_0	α = 45°				α = 60°			
	2,00	2,60	2,30	2,00	2,10	2,90	3,70	3,50
N_0	4,00	5,80	4,90	4,00	4,30	7,00	9,00	8,50
M_0	α = 90°				α = 180°			
	2,25	3,20	4,80	6,60	3,00	4,50	7,00	8,00
N_0	5,10	7,80	13,5	17,0	7,00	11,5	19,0	22,0

Справочник по гидравлике

расчеты показывают, что значение этого коэффициента лежит в пределах 0,2 ÷ 0,3; $n_э$ – число элементов осадительных электродов в одном электрополе; $n_п$ – число электрополей; $k_н = \frac{\zeta_э^н}{\zeta_э^{б.н}}$ – отношение коэффициента сопротивления межэлектродного канала при наличии коронного разряда к этому коэффициенту при отсутствии коронного разряда; это отношение зависит от скорости газового потока в электрофильтре: чем меньше скорость, тем оно значительнее (рис. 1.200).

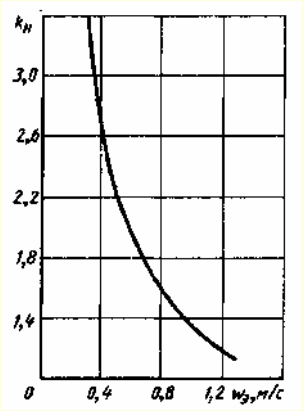


Рис. 1.200. Зависимость коэффициента $k_н$ от $w_э$ при длине электрополя L = 6 м и электронапряжении 45 кВ [627]

38. Во многих аппаратах (не только в электрофильтрах) для равномерной раздачи потока после его входа в рабочую камеру устанавливают газораспределительные решетки. Весь участок от конечного сечения подводящего патрубка до решетки включительно можно рассматривать как единый.

Поток в рабочую камеру большинства промышленных аппаратов может быть подведен по следующим трем основным схемам набегания потока на решетку: 1) центральное (фронтальное) (рис. 1.201*а*); 2) периферийное (рис. 1.201*б*); 3) боковое (рис. 1.201*в*).

В зависимости от отношения площадей $\frac{F_к}{F_0}$ применяют или одиночную решетку, или систему последовательно установленных решеток [246, 249].

39. Коэффициент сопротивления входного участка аппарата при фронтальном набегании потока на решетку[1] вычисляется по формуле автора [246, 249]:

$$\zeta_{вх} = \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{0отв} + N_0 + 0,7\zeta_р\left(\frac{F_0}{F_к}\right)^2 + \frac{0,013}{\left(\frac{H_р}{D_0}\right)^2}\sqrt[3]{\zeta_р - \sqrt[3]{\zeta_р}}, \qquad (1.322)$$

где $\zeta'_{0\,отв} = 0,5\zeta_{0\,отв}$; $\zeta_{0\,отв}$ – коэффициент сопротивления отвода, через который поток подводится к решетке; он определяется как ζ по соответствующим диаграммам 1.8.4; $\zeta_р$ – коэффициент сопротивления решетки, определяемый как ζ по диаграммам 1.8.6; $H_р$ – расстояние от выходного отверстия подводящего отвода до решетки, м.

[1] Имеется в виду не только плоская решетка (перфорированный лист), но и другие виды сопротивления, равномерно рассредоточенные по сечению (различные насадки или слои кускового или сыпучего материала и т. п.).

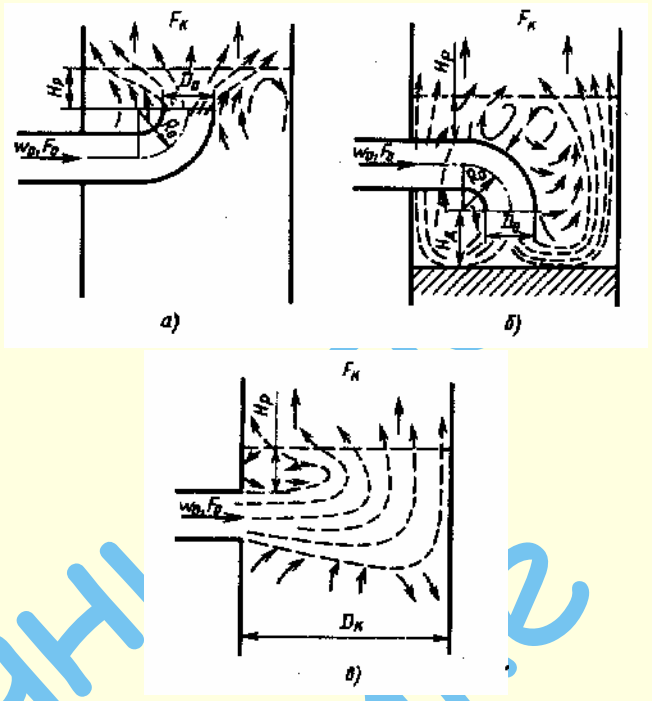


Рис. 1.201. Различные схемы подвода потока к аппаратам: *а* – центральное (фронтальное) набегание потока на газораспределительную решетку; *б* – периферийное набегание потока на газораспределительную решетку; *в* – боковое набегание потока на газораспределительную решетку

Последний член правой части формулы (1.322) следует принимать во внимание только при $\frac{H_р}{D_0} < 1,2$.

40. Коэффициент сопротивления входного участка аппарата при периферийном набегании потока на решетку [246, 249]

$$\zeta_{вх} = \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta'_{0отв} + 0,9N_0 + 0,63\zeta_р\left(\frac{F_0}{F_к}\right)^2 + \frac{0,05}{\left(\frac{H_д}{D_0}\right)^2}, \qquad (1.323)$$

где $H_д$ – расстояние от выходного отверстия подводящего отвода до днища аппарата или до экрана (если экран установлен за отводом).

Последний член правой части формулы (1.323) следует принимать во внимание только при $\frac{H_д}{D_0} < 1,2$.

41. Коэффициент сопротивления входного участка аппарата при боковом набегании потока на решетку [246, 249]

$$\zeta_{вх} = \zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = N_0 + 0,7\zeta_р\left(\frac{F_0}{F_к}\right)^2 + 0,1 + \left(2 - 20\frac{H_р}{D_к}\right), \qquad (1.280)$$

где $D_к$ – диаметр или большая сторона сечения камеры, м.

Последний член правой части формулы (1.324) следует учитывать только при $\frac{H_р}{D_к} < 0,1$.

Справочник гидравлика

42. Для системы последовательно установленных решеток в аппарате коэффициенты сопротивления входного участка определяют по формулам (1.323) – (1.324), но вместо $\zeta_р$ подставляют сумму коэффициентов сопротивления всех решеток системы, приведенных к одной и той же скорости $w_к$ [246]:

$$\sum_{i=1}^{m_р}\zeta_{к.р.i}=\zeta_{к.р.1}+\zeta_{к.р.2}+...+\zeta_{к.р.m},$$

где $m_р$ – количество последовательно установленных решеток.

43. Подвод потока к электрофильтрам часто осуществляется по схемам, представленным на рис. 1.202*а–г*. При этом для более равномерного распределения потока и направления его параллельно оси электрофильтра в местах поворота его к рабочей части камеры (электродам) устанавливают направляющие лопатки (схема НИИОГаза, рис. 1.202*а*) или пространственные уголки (схема МЭИ, рис. 1.202*б*). В случае фронтального подвода потока к электрофильтру (рис. 1.202*г*) для лучшего распределения скоростей в диффузоре устанавливают разделительные стенки (см. рис. 1.164*г* и *д*). При этом значение коэффициента сопротивления входа $\zeta_{вх}$ заметно снижается (на 20 – 30%) по сравнению с тем, что дает расчет по формуле (1.324) [275, 276]. Технические сведения о конкретных типах электрофильтров приведены в каталогах [111, 734].

Теплообменные аппараты

44. Общие потери давления в сотовых радиаторах, применяемых для охлаждения воздуха, складываются из потерь на вход в трубку радиатора, на трение в трубках и на внезапное расширение потока при выходе из трубок в общий канал. Коэффициент сопротивления сотового радиатора определяется по формуле Н. Б. Марьямова [429]:

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho_{вх}w_1^2/2}=\lambda\left(3+\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2+\left(\frac{F_1}{F_0}-1\right)^2+$$

$$+\left(1{,}7+\lambda\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2\overline{T}=\lambda\left(3+\frac{l_0}{D_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2+\zeta_{уд}+\Delta\zeta_t,$$

где $\zeta_{уд}=\left(\frac{F_1}{F_0}-1\right)^2$; $\Delta\zeta_t=\left(1{,}7+\lambda\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2\overline{T}$; $d_г=\frac{4F_0}{\Pi_0}$;

$\overline{T}=\frac{T_{вых}-T_{вх}}{T_{вх}}$ – отношение разности температур выходящей и входящей среды к температуре входящей среды;

$\lambda=\frac{\Delta p}{\frac{\rho w_0^2}{2}\cdot\frac{l_0}{d_г}}$ – коэффициент сопротивления трения по длине трубки (глубине) радиатора; индексы 0 указывают, что соответствующие величины относятся к трубке радиатора.

45. Для сотовых радиаторов с круглыми и шестигранными трубками коэффициент сопротивления трения [429]

$$\lambda=0{,}375\,\mathrm{Re}^{*-0{,}1}\,\overline{\Delta}^{0{,}4}$$

при $35<\mathrm{Re}^*<275$;

$$\lambda=0{,}214\overline{\Delta}^{0{,}4}$$

при $275\le\mathrm{Re}^*\le500$,

где $\mathrm{Re}^*=\frac{w_{0вх}\Delta}{\nu}$; $\overline{\Delta}=\frac{\Delta}{d_г}$ – относительная шероховатость трубок радиатора.

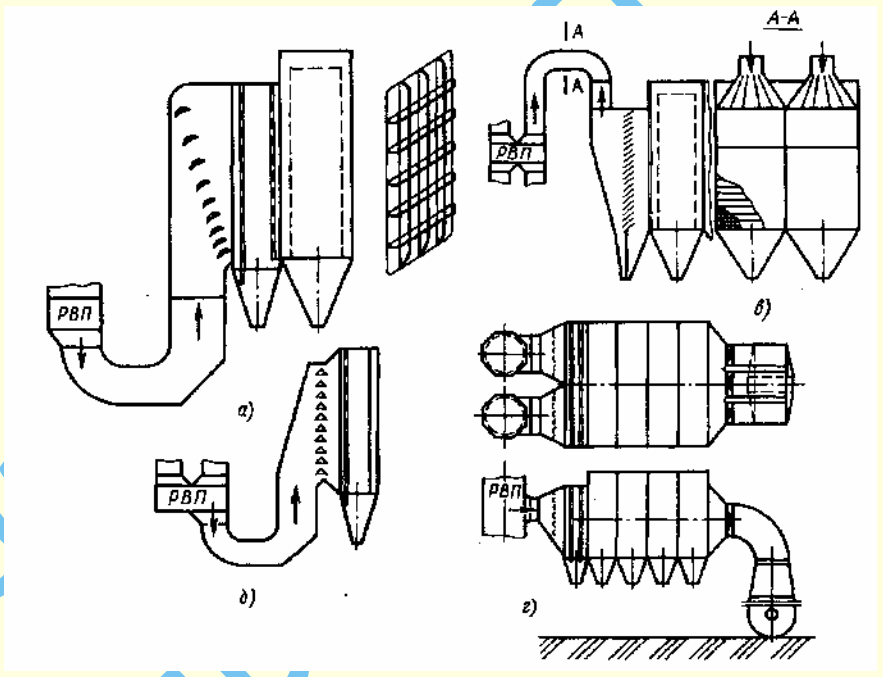


Рис. 1.202. Различные условия подвода потока к электрофильтрам:
а и *б* – снизу с поворотом на 90°; распределительные устройства соответственно конструкции НИИОГаза и МЭИ; *в* – сверху с поворотом на 90°;
г – фронтальный через двойной диффузор

46. Общие потери давления в трубчато-ребристых и трубчато-пластинчатых радиаторах складываются из потерь на трение и потерь на сужение и расширение потока при переходе от одного ряда трубок к другому.

Коэффициент сопротивления таких радиаторов [428]

$$\zeta\equiv\frac{\Delta p}{\rho_{вх}w_1^2/2}=\left(z_р\zeta_с+\lambda\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2+$$

$$+\left(1{,}7+\lambda\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2\overline{T}=\left(z_р\zeta_с+\lambda\frac{l_0}{d_г}\right)\times\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2+\Delta\zeta_t,$$

где $\zeta_с=1{,}5\left(1-\frac{F_0}{F_0'}\right)^2$; $\Delta\zeta_t=\left(1{,}7+\frac{\lambda l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2\overline{T}$; $d_г=\frac{2b_0h_2}{b_0+h_2}$;

F_0 – площадь самого узкого сечения радиатора (между трубками), м^2; F_0' – площадь сечения каналов между пластинками в межрядном участке, м^2; $z_р$ – число рядов труб; b_0 –

средний просвет между ребрами или пластинками, м; h_2 – просвет между соседними трубками радиатора, м.

47. Коэффициент сопротивления трения для трубчато-ребристых радиаторов при $3000 < \mathrm{Re} = \frac{w_{0вх} d_г}{\nu} < 25\,000$ [428]

$$\lambda = \frac{0,77}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}}}.$$

48. Коэффициент сопротивления трения для трубчато-пластинчатых радиаторов

$$\lambda = \frac{0,98}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}}}$$

при $4 \cdot 10^3 \le \mathrm{Re} = \frac{w_{0вх} d_г}{\nu} \le 10^4$;

$$\lambda = \frac{0,21}{\sqrt[6]{\mathrm{Re}}}$$

при $\mathrm{Re} > 10^4$.

49. Сопротивление калориферов аналогично сопротивлению радиаторов (охладителей). Оно складывается также из потерь на вход, на трение и на удар при выходе из узкого сечения между трубками и пластинками калорифера. Основным параметром, которым пользуются при подборе калориферов, является массовая скорость в его живом сечении $\rho_{ср} w$ (где $\rho_{ср}$ – средняя плотность нагретого воздуха, проходящего через калорифер, кг/м^3). Поэтому сопротивление калориферов дается в виде зависимости Δp (Па) от $\rho_{ср} w_0$ [кг/(м$^2 \cdot$ с)].

Технологические характеристики и конструктивные размеры современных калориферов приведены В. М. Зусмановичем [574].

50. Поперечные пучки труб теплообменных аппаратов располагают как в коридорном порядке, так и в шахматном. При течении через пучок труб, расположенных в коридорном порядке, из пространства между трубками первого ряда выходят струйки и, расширяясь, распространяются в межрядном пространстве (рис. 1.203).

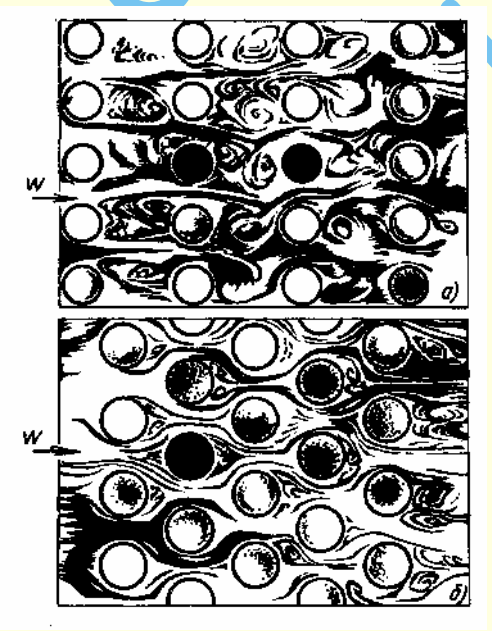


Рис. 1.203. Пучок труб:
а – коридорный; *б* – шахматный

К основному ряду потока примешиваются присоединенные массы из теневых областей, а подходя ко второму ряду труб, струйки разделяются. При этом основное ядро проходит во второй ряд трубок, а присоединенные массы образуют замкнутую циркуляцию потока (вихревую зону) в теневых областях. Схема течения в последующих межрядных пространствах аналогична описанной[1]. Таким образом, природа потерь давления в пучке труб сходна с природой потерь в свободной струе [4].

51. Значение коэффициентов сопротивления пучков труб зависит от числа рядов и распределения труб, а также от числа Рейнольдса Re. Скорость потока в них определяют по сжатому сечению газохода, расположенному в осевой плоскости труб перпендикулярно потоку. Коэффициент сопротивления пучка учитывает также и сопротивление входа в ряды труб и выхода из них.

52. Коэффициент сопротивления гладкотрубного шахматного пучка при $3 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_{ср} < 10^5$ вычисляют по следующим формулам [41, 409]:

1) $\frac{S_1}{d_к} < 1,44$ и $0,1 \le \bar{s} < 1,7$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2 / 2} = \left\{3,2 + 0,66\left(1,7 - \bar{s}\right)^{1,5} + \left(13,1 - 9,1\frac{S_1}{d_н}\right)\left[0,8 + 0,2\left(1,7 - \bar{s}\right)^{1,5}\right]\right\} \mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}\left(z_р + 1\right); \quad (1.325)$$

2) $\frac{S_1}{d_н} \ge 1,44$ и $0,1 \le \bar{s} < 1,7$:

$$\zeta = 3,2 + 0,66\left(1,7 - \bar{s}\right)^{1,5} \mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}\left(z_р + 1\right); \quad (1.326)$$

3) $\frac{S_1}{d_н} < 1,44$ и $1,7 \le \bar{s} \le 6,5$:

$$\zeta = \left(1,88 - \frac{S_1}{d_н}\right)\left(\bar{s} + 1\right)^2 \mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}\left(z_р + 1\right); \quad (1.327)$$

4) $1,44 \le \frac{S_1}{d_н} \le 3,0$ и $1,7 \le \bar{s} \le 6,5$:

$$\zeta = 0,44\left(\bar{s} + 1\right)^2 \mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}\left(z_р + 1\right); \quad (1.328)$$

5) $3 < \frac{S_1}{d_н} \le 10$ и $\bar{s} > 1,7$:

$$\zeta = 1,83\left(\frac{S_1}{d_н}\right)^{-1,46} \mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}\left(z_р + 1\right), \quad (1.329)$$

где $w_{0ср} = w_{вх}\frac{T_{ср}}{T_{вх}}$; $T_{ср} = \frac{T_{вх} + T_{вых}}{2}$; $\rho_{ср} = \frac{273\rho_0}{T_{ср}}$; $\mathrm{Re}_{ср} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu}$; $\bar{s} = \frac{S_1 - d_н}{S_2 - d_н}$; $z_р$ – число рядов труб по глубине пучка; ν принимают по среднеарифметической температуре $T_{ср}$ (см. 1.1.1). Коэффициент сопротивления, приведенный к скорости перед пучком труб, дается через коэффициент ζ:

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2 / 2} = \zeta\left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2.$$

[1] В действительности, поток после обтекания первого поперечного ряда труб турбулизируется и тем самым несколько меняются условия обтекания последующих рядов.

Справочник по гидравлике

53. Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка при $3\cdot10^3<\mathrm{Re}_{ср}<10^5$ [41, 409][1] $\frac{S_1}{d_н} \le \frac{S_2}{d_н}$ и $0{,}06 \le \bar{s}_1 \le 1{,}0$:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2/2} = 1{,}8\left(\frac{S_1}{d_н}-1\right)^{-0{,}5} \times \mathrm{Re}_{ср}^{-0{,}2} z_р; \qquad (1.330)$$

$\frac{S_1}{d_н} > \frac{S_2}{d_н}$ и $1{,}0 < \bar{s}_1 \le 8{,}0$:

$$\zeta = 0{,}34\left(\bar{s}_1 - 0{,}94\right)^{-0{,}59}\left(\frac{S_1}{d_н}-1\right)^{-0{,}5} \times \mathrm{Re}_{ср}^{\frac{-0{,}2}{\bar{s}_1^2}} z_р, \qquad (1.331)$$

где $\bar{s}_1 = \frac{S_1 - d_н}{S_2 - d_н}$.

При переменных значениях шагов S_1 и S_2, чередующихся в пределах пучка, сопротивление рассчитывают по их среднему значению.

54. Расчет сопротивления пучков с неравномерными поперечными шагами (рис. 1.204) рекомендуется проводить по среднему коэффициенту сопротивления $\zeta_{ср}$, определяемому по формуле (1.332) и учитывающему различие как геометрии каналов, так и скоростей омывающего потока в каналах разного сечения.

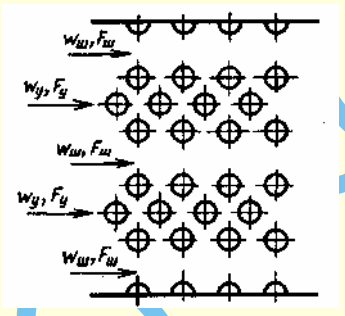


Рис. 1.204. Пучок труб переменного шага

Формула для определения значения $\zeta_{ср}$, приведенного к средней расходной скорости потока, имеет вид

$$\zeta_{ср} = \zeta_у\left[\frac{F}{F_у + F_ш\sqrt{\frac{\zeta_у}{\zeta_ш}}}\right] = \zeta_у\left\{\frac{n_{пр}\left[\left(\frac{s_1}{d_н}\right)_{ср}-1\right]}{n_у\left[\left(\frac{s_1}{d_н}\right)_у-1\right]+n_ш\left[\left(\frac{s_1}{d_н}\right)_ш-1\right]\sqrt{\frac{\zeta_у}{\zeta_ш}}}\right\}, \qquad (1.332)$$

где F – осевое сечение поперечного ряда труб для прохода потока; $n_{пр}$ – число проходов между поперечными рядами труб; $\zeta_у$ и $\zeta_ш$ – коэффициенты сопротивления пучков соответственно с «узкими» $\left[\left(\frac{S_1}{d_н}\right)_у\right]$ и «широкими» $\left[\left(\frac{S_1}{d_н}\right)_ш\right]$ поперечными шагами. Последние рассчитываются не только в зависимости от фактических шагов $\frac{s_1}{d_н}$ и параметров $\bar{s}$ и соответственно $\bar{s}_1$, но и по значению Re, вычисленному по средней скорости потока.

55. Если в пучке труб имеется теплообмен, то к значениям ζ, рассчитанным по формулам (1.325) – (1.332), необходимо прибавить член $\Delta\zeta_l$, учитывающий потерю давления на ускорение (замедление) потока в пределах пучка вследствие уменьшения (увеличения) плотности рабочей среды [451]:

$$\Delta\zeta_l = \frac{2\left(T_{вых} - T_{вх}\right)}{T_{ср}}$$

(см. 1.8.6.1, п. 33).

56. При косом обдуве пучка труб сопротивление его уменьшается [302], так как при этом улучшаются условия обтекания труб. Степень понижения сопротивления (коэффициент «направления» потока) $\psi = \frac{\zeta_\theta}{\zeta_{90°}}$ зависит при этом как от угла наклона θ, так и от других параметров пучка. Однако для практических расчетов влиянием других параметров можно пренебречь, считая среднее значение ψ постоянным для каждого угла наклона. В табл. 1.73 даны средние значения ψ.

Таблица 1.73

Коридорное расположение пучка труб		Шахматное расположение пучка труб	
$\theta = 60°$	$\psi = 0{,}82$	$\theta = 60°$	$\psi = 0{,}80$
$\theta = 45°$	$\psi = 0{,}54$	$\theta = 45°$	$\psi = 0{,}57$
$\theta = 30°$	$\psi = 0{,}30$	$\theta = 30°$	$\psi = 0{,}34$

57. Для увеличения поверхности нагрева (охлаждения) часто применяют ребристые, а также плавниковые трубы.

Коэффициент сопротивления пучка с шахматным расположением ребристых труб (см. схему диаграммы 1.8.10–30) [41]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2/2} = c_z c_s\,\mathrm{Re}_l^{-0{,}25} z_р,$$

где $c_z = f(z_р)$ – поправка на число рядов труб для малорядных пучков ($z_р \le 5$); при $z_р \ge 6$ $c_z = 1{,}0$ (см. диаграмму (1.8.10–30).

При $\frac{l}{d_г} = 0{,}16 \div 6{,}55$ и $\mathrm{Re}_l = 2{,}2\cdot10^3 \div 1{,}8\cdot10^5$

$$c_s = 5{,}4\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0{,}3}.$$

При $\mathrm{Re}_l > 1{,}8\cdot10^5$

$$\zeta = 0{,}26\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0{,}3} c_z\left(z_р + 1\right),$$

где $\mathrm{Re}_l = \frac{w_{0ср} l}{\nu}$.

Для труб с круглыми ребрами

$$l = \frac{\left(D^2 - d_н^2\right)m_р}{2L\beta} + \frac{\left(D^2 - d_н^2\right)m_р}{2d_н L\beta} \times \sqrt{0{,}785\left(D^2 - d_н^2\right)}, \qquad (1.333)$$

[1] Формулы (1.330) и (1.331) несколько уточнены на основании рекомендаций, приведенных в работе [478].

Справочник по гидравлике

где D – диаметр по вершинам ребер (диаметр оребрения), м; L – длина трубы, м; β – коэффициент оребрения (отношение полной площади поверхности к площади поверхности гладкой трубы диаметром $d_н$); $m_р$ – число ребер на трубе с общей площадью поверхности $H_{рδ}$.

Гидравлический диаметр

$$d_г = \frac{4F_0}{\Pi_0} = \frac{2\left[S_{рδ}\left(S_1 - d_н\right) - 2\delta h\right]}{2h + S_{рδ}}, \qquad (1.334)$$

где h, δ – соответственно высота и толщина ребер, м; $S_{рδ}$ – расстояние между средними плоскостями двух соседних ребер, м.

Для труб с квадратными ребрами

$$l = \frac{\pi d_н^2\left(S_{рδ} - \delta\right)}{\frac{H}{m_р}} + \frac{2\left[\left(2h + d_н\right)^2 - 0{,}785 d_н^2\right] + 4\left(2h + d_н\right)\delta}{\frac{H}{m_р}} \times \sqrt{\left(2h + d_н\right)^2 - 0{,}785 d_н^2}, \qquad (1.335)$$

где $$\frac{H}{m_р} = \pi d_н (S_{рб} - \delta) + 2[(2h + d_н)^2 - 0{,}785 d_н^2] + 4(2h + d_н)\delta; \qquad (1.336)$$

H – полная площадь поверхности оребренной трубы, м^2.

58. Коэффициент сопротивления пучка с коридорным расположением ребристых труб [41]

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0\,ср}^2 / 2} = c_z' c_s' \,\mathrm{Re}_l^{-0{,}08} z_р,$$

где $c_z' = f(z_р)$ – поправка на число рядов для малорядных пучков ($z_р \le 5$); при $z_р \ge 6$ $c_z = 1{,}0$ (см. диаграмму (1.8.10–30).

При $\frac{l}{d_г} = 0{,}9 \div 11$, $\bar{s}_1 = 0{,}5 \div 2{,}0$ и $\mathrm{Re}_l = 4{,}3 \cdot 10^3 \div 1{,}6 \cdot 10^5$

$$c_s' = 0{,}52\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0{,}3} \bar{s}_1^{-0{,}68}.$$

59. Для уменьшения сопротивления поперечно омываемого пучка труб часто применяют обтекаемые трубы. Данные для определения коэффициентов сопротивления обтекаемых и других типов труб в пучке приведены на диаграмме 1.8.10–31.

60. В многоходовых теплообменниках поток, поперечно омывающий пучок труб, при переходе из одного хода в следующий поворачивается на 180°. При этом, как и в П-образном колене без пучка труб, после второго поворота потока на 90° у внутренней стенки создается вихревая зона, но несколько меньшая из-за выравнивающего действия пучка труб.

Чтобы повысить эффективность теплообмена, следует по возможности уменьшить или полностью устранить вихревую зону. Для этого на повороте потока устанавливают направляющие лопатки (по дуге окружности). Иногда употребляют устройство [735] в виде выдвинутой вперед (в сторону поворотной части) прямой или загнутой против потока перегородки (см. схему диаграммы 1.8.10–32).

Дефлекторы и аэрационные фонари

61. Дефлекторы применяют в тех случаях, когда желательно использовать энергию ветра для усиления вентиляции. Действие ветра заключается в том, что при обдуве им дефлектора на части поверхности дефлектора создается разрежение, способствующее перемещению воздуха из помещения наружу. Полная потеря давления в дефлекторе состоит из потерь в его сети и из потери динамического давления на выходе.

Наибольший интерес представляют дефлекторы типа ЦАГИ, Шанар-Этуаль и Григоровича. Коэффициенты сопротивления этих дефлекторов приведены на диаграмме 1.8.10–35.

62. Для естественного удаления загрязненного воздуха из промышленных зданий применяют аэрационные фонари, устанавливаемые на кровле зданий. К наиболее производительным относятся фонарь-здание и фонарь конструкции ЛенПСП, а также фонари КТИС, двухъярусный, Гипротиса и Рюкина – Ильинского. К числу практически незадуваемых можно отнести фонари: прямоугольный с панелями, Батурина – Брандта, ЛенПСП, КТИС, ПСК-2, Гипротиса и фонарь-здание.

Значения коэффициентов сопротивления фонарей различных типов приведены на диаграммах 1.8.10–36, 1.8.10–37.

Для прямоугольных фонарей с панелями коэффициент сопротивления может быть вычислен по данным В. Н. Талиева [593] и И. А. Фрухта [664, 665]:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = 3\left(\frac{h}{l}\right)^2 + 2\frac{h}{l} + a,$$

где w_0 – средняя скорость в проемах фонарей, м/с; l – расстояние от панели до внешнего края створки, м; h – высота всех проемов на одной стороне фонаря, м; коэффициент a, зависящий от угла α открытия створки, см. диаграмму 1.8.10–37.

Взаимное влияние местных гидравлических сопротивлений

63. В общей гидравлической (воздушной) сети расстояния между следующими друг за другом отдельными фасонными частями, препятствиями, запорными или регулирующими устройствами и т. п. часто бывают небольшими (а иногда и вовсе отсутствуют), и имеющиеся прямолинейные участки недостаточны для стабилизации потока. В этих случаях наблюдается взаимное влияние местных сопротивлений. Вследствие этого изменяется степень деформации потока во втором и последующих элементах. Соответственно изменяется и коэффициент местного гидравлического сопротивления взаимодействующих элементов по сравнению с коэффициентами сопротивления изолированных элементов.

64. В зависимости от вида фасонных частей и других элементов, составляющих рассматриваемую систему (узел), и их взаимного расположения общий коэффициент сопротивления узла может быть больше или меньше суммы изолированных элементов данной системы (узла). Поэтому систему, состоящую из нескольких фасонных частей, других препятствий, соединенных между собой короткими участками [менее (10 ÷ 20) D_0], следует рассматривать как сово-

Справочник по гидравлике

купное местное сопротивление, имеющее свой собственный коэффициент сопротивления. Его определение возможно, как правило, только путем эксперимента. Вместе с тем некоторые данные для учета взаимного влияния отдельных фасонных частей и регулирующих устройств приводятся ниже. В частности, на основе исследований по взаимному влиянию запорной арматуры авторы работ [106, 144, 146, 241, 341, 342, 632] предлагают следующую формулу:

$$\psi = \frac{\zeta_{1+2}}{\zeta_1 + \zeta_2} = \frac{\zeta_\Sigma}{\sum\zeta} = 0{,}5(2-\beta), \qquad (1.337)$$

где $\zeta_\Sigma = \zeta_{1+2}$ – суммарный коэффициент сопротивления двух запорных устройств, полученный экспериментально при их совместной работе; $\sum\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$ – сумма коэффициентов сопротивления соответственно первого и второго запорных устройств при их изолированной работе; β – коэффициент, зависящий от относительного расстояния $\frac{l}{D_0}$ между запорными устройствами, определяемый для всех их видов, кроме прямоточного, по формуле [552]

$$\beta = 4{,}17\cdot10^{-5}\left(\frac{l}{D_0}\right)^2 - 5\cdot10^{-3}\frac{l}{D_0} + 0{,}15, \qquad (1.338)$$

справедливой в диапазоне $0 \le \frac{l}{D_0} \le 60$ и $\mathrm{Re} = \frac{w_0 D_0}{\nu} > 500$.

Для арматуры, по конструкции близкой к прямоточной, предлагается принять

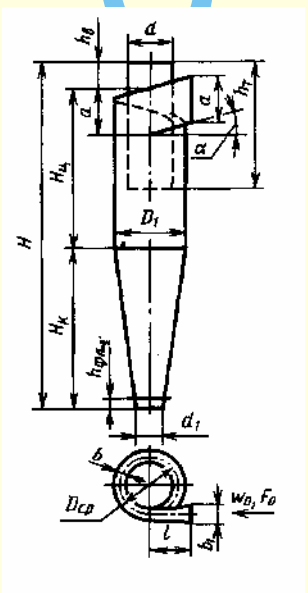
$$\beta = 22{,}2\cdot10^{-5}\left(\frac{l}{D_0}\right)^2 - 26{,}7\cdot10^{-3}\frac{l}{D_0} + 0{,}8. \qquad (1.339)$$

65. По данным тех же авторов, формулы (1.337) – (1.339) с достаточной для практики точностью применимы для учета взаимного влияния и других пар фасонных частей, например, внезапное сужение + запорное устройство; клапан + + колено и т. п.

66. Взаимное влияние ψ для других фасонных частей (тройник + тройник; тройник + арматура; отвод + тройник; тройник + отвод; отвод + отвод; отвод + арматура; арматура + + отвод; арматура + тройник и др.) [106, 144, 146, 241, 341, 342, 632], приведено на диаграммах 1.8.10–39 – 1.8.10–44 в зависимости от основных параметров фасонных частей, относительного расстояния $\frac{l}{D_0}$ между ними и их взаимной ориентации.

1.8.10.2. ДИАГРАММЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Циклоны НИИОГаза типа ЦН (без раскручивающих устройств); $w_1 \ge 3$ м/с [249, 253, 259, 285, 288, 694] | **Диаграмма 1.8.10–1**



Параметры	Тип циклона			
	ЦН-15	ЦН-15у	ЦН-24	ЦН-11
	$d = 0{,}59D_1$; $d_1 = 0{,}3 \div 0{,}4\ D_1$; $b = 0{,}2\ D_1$; $b_1 = 0{,}26\ D_1$; $l = 0{,}6\ D_1$; $D_{ср} = 0{,}8\ D_1$ (диаметр по средней линии циклона); $h_{фл}$=0,1 D_1			
α °	15	15	24	11
a	0,66 D_1	0,66 D_1	1,11 D_1	0,48 D_1
$h_т$	1,74 D_1	1,50 D_1	2,11 D_1	1,56 D_1
$H_ц$	2,26 D_1	1,51 D_1	2,11 D_1	2,06 D_1
$H_к$	2,0 D_1	1,50 D_1	1,75 D_1	2,0 D_1
h_b	0,3 D_1	0,3 D_1	0,42 D_1	0,3 D_1
H	4,56 D_1	3,31 D_1	4,26 D_1	4,38 D_1
ζ_{1c} (500)	155	165	75	245
$\zeta_{1п}$ (500)	163	170	80	250

$\zeta_c(500) = \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ – коэффициент сопротивления циклона диаметром $D_1 \ge 500$ мм при работе «в сети» и при незапыленном потоке; $\zeta_{1п}$ (500) – то же при работе циклона с выходом потока в большой объем.

При меньших D_1 и запыленном потоке

$$\zeta_{1c} \equiv \frac{\Delta p_c}{\rho w_0^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1c}\ (500);\quad \zeta_{1п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_0^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1п}\ (500);\quad \zeta_{0c} \equiv \frac{\Delta p_c}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1c}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2;$$

$$\zeta_{0п} = \frac{\Delta p_п}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1п}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2;\ w_1 = \frac{Q}{F_1},\ \text{м/с};\ F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4};\ Q - \text{расход, м}^3\text{/с}.$$

Справочник по гидравлике

Продолжение

Циклоны НИИОГаза типа ЦН (без раскручивающих устройств); $w_1 \geq 3$ м/с [249, 253, 259, 285, 288, 694]	**Диаграмма 1.8.10–1**

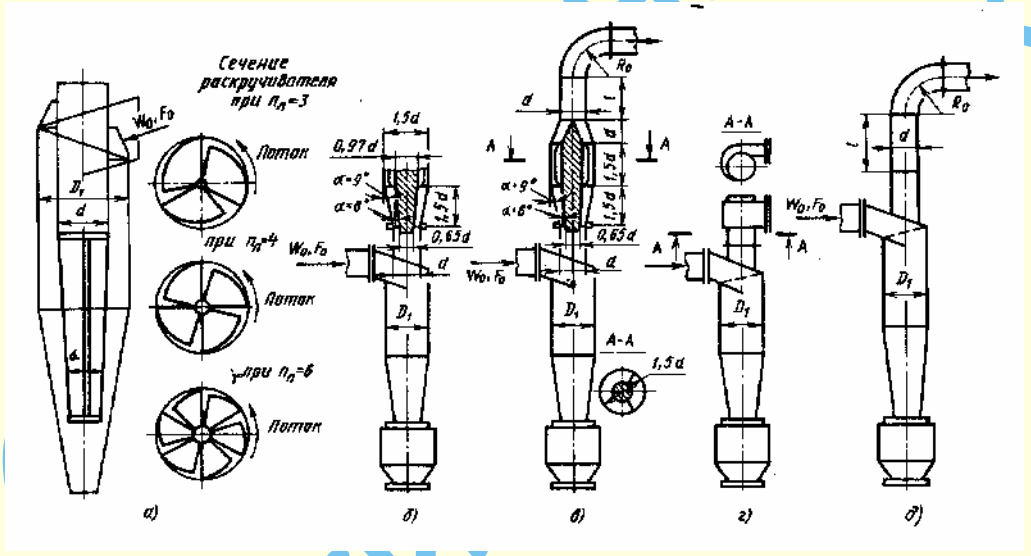
Значения k_1

Тип циклона	D_1, мм				
	150	200	300	450	>500
ЦН-15	0,85	0,90	0,93	1,0	1,0
ЦН-15у	0,85	0,90	0,93	1,0	1,0
ЦН-24	0,85	0,90	0,93	1,0	1,0
ЦН-11	0,94	0,95	0,96	0,99	1,0

Значения k_2

Тип циклона	Запыленность $Z \cdot 10^3$ кг/м^3						
	0	> 10 – 20	> 20 – 40	>40 – 80	> 80 – 120	> 120 – 150	> 150
ЦН-15	1,0	0,93	0,92	0,91	0,90	0,87	0,86
ЦН-25у	1,0	0,93	0,92	0,91	0,89	0,88	0,87
ЦН-24	1,0	0,95	0,93	0,92	0,90	0,87	0,86
ЦН-11	1,0	0,96	0,94	0,92	0,90	0,87	0,86

Циклоны НИИОГаза типа ЦН (с раскручивающими устройствами); $w_1 \geq 3$ м/с [249, 253, 259, 285, 288, 694]	**Диаграмма 1.8.10–2**



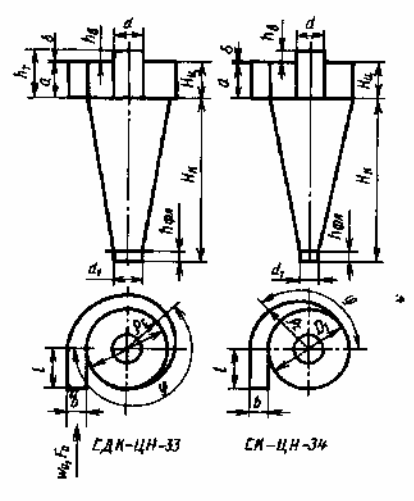
Значения ζ_1 при D_1 = 500 мм

Тип циклона	С раскручивателем (схема *а*)		С кольцевым диффузором (схемы *б* и *в*)		С выходной улиткой (схема *г*)	С отводом при δ = 90° $\frac{R_0}{d} = 1,5$ (схема *д*)	
	ζ_{1c} (500)	$\zeta_{1п}$ (500)	ζ_{1c} (500)	$\zeta_{1п}$ (500)	ζ_{1c} (500)	ζ_{1c} (500) $\frac{l}{d} = 0 \div 12$	ζ_{1c} ζ(500} $\frac{l}{d} > 12$
ЦН-15	115	121	132	140	150	155	160
ЦН-15у	148	152	140	148	158	165	170
ЦН-24	61	66	64	70	73	75	80
ЦН-11	–	–	207	215	235	245	250

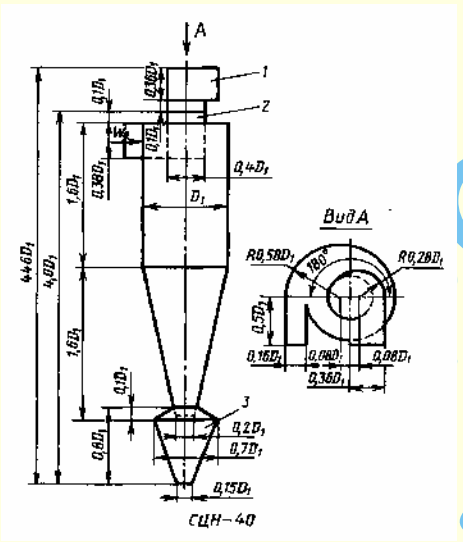
$$\zeta_{1c} \equiv \frac{\Delta p_c}{\rho w_0^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1c}\ (500);\ \zeta_{1п} \equiv \frac{\Delta p_п}{\rho w_0^2/2} = k_1 k_2 \zeta_{1п}\ (500);\ \zeta_{0c} = \frac{\Delta p_c}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1c}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2;\ \zeta_{0п} = \frac{\Delta p_п}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{1п}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2,$$

где k_1 и k_2 см. диаграмму 1.8.10–1; $w_1 = \frac{Q}{F_1}$, м/с; $F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$, м^2; Q – расход, м^3/с.

Циклоны НИИОГаза типа СДК-ЦН-33, СК-ЦН-34, СЦН-40; [249, 253, 256, 259, 285, 288, 694]	**Диаграмма 1.8.10–3**



Обозначения	Тип циклона	
	СДК-ЦН-33	СК-ЦН-34
$H_ц$	0,535 D_1	0,515 D_1
$H_к$	3,0 D_1	2,11 D_1
d	0,334 D_1	0,340 D_1
d_1	0,334 D_1	0,229 D_1
b	0,264 D_1	0,214 D_1
$h_в$	(0,2–0,3) D_1	0,515 D_1
$h_{фл}$	0,1 D_1	0,1 D_1
a	0,535 D_1	(0,2–0,3) D_1
l	0,6 D_1	0,6 D_1
$h_т$	$a + h_в + δ$	$a + h_в + δ$
$ρ_c$	$D_1/2 + bφ/(2π)$	$D_1/2 + bφ/π$
$ζ_{1c}$ (500)	520	1050
	500 (с улиткой)	–
	560 (с отводом)	–
$ζ_{1п}$ (500)	600	1150



Циклон СЦН-40:

$D_1 = 300 \div 1000$ мм; *1* – улитка; *2* – выхлопная труба; *3* – бункер

$$ζ_{0c} = \frac{Δp}{ρw_0^2/2} = 6{,}9\,;\; ζ_{1c} = \frac{Δp}{ρw_1^2/2} = 1150\,;\; ζ_{1c} \equiv \frac{Δp_c}{ρw_1^2/2} = k_2 ζ_{1c}\,(500)\,;$$

$$ζ_{1п} \equiv \frac{Δp_п}{ρw_1^2/2} = k_2 ζ_{1п}\,(500)\,;$$

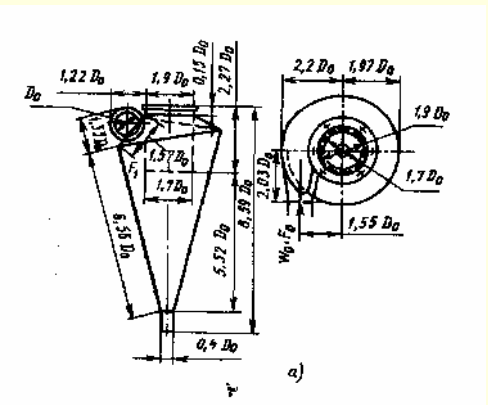
$$ζ_{0c} = \frac{Δp_c}{ρw_0^2/2} = ζ_{1c}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2;\; ζ_{0п} = \frac{Δp_п}{ρw_0^2/2} = ζ_{1п}\left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2;$$

$w_1 = \frac{Q}{F_1}$, м/с; $F_1 = \frac{πD_1^2}{4}$, м^2; Q – расход, м^3/с.

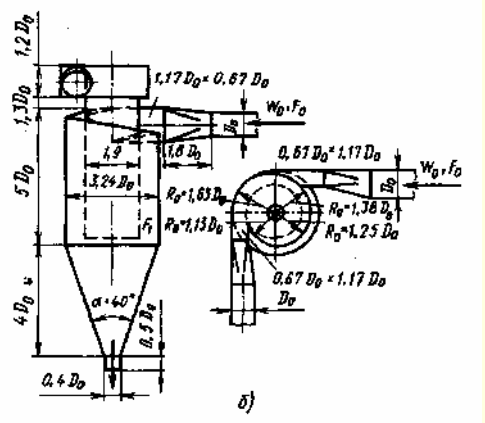
Значения k_2 при запыленности Z·10^3 кг/м^3

Тип циклона	0	> 10 – 20	> 20 – 40	> 40 – 80	> 80 – 120	> 120 – 150	> 150
СДК-ЦН-33	1,0	0,81	0,79	0,78	0,77	0,76	0,75
СК-ЦН-34	1,0	0,98	0,95	0,93	0,92	0,91	0,90
СЦН-40	1,0	0,98	0,96	0,94	–	–	–

Циклоны противоточные различных типов [124, 224, 359, 360, 500, 501]	**Диаграмма 1.8.10–4**



СИОТ (конический)



ЛИОТ (укороченный с раскручивающей улиткой)

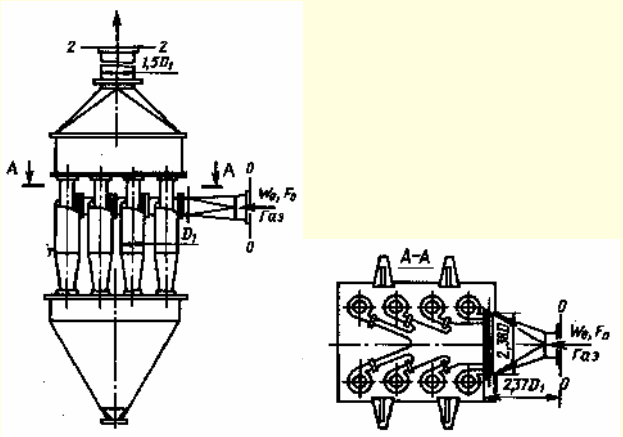
СПРАВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ

Продолжение

Циклоны противоточные различных типов [124, 224, 359, 360, 500, 501]	**Диаграмма 1.8.10–4**

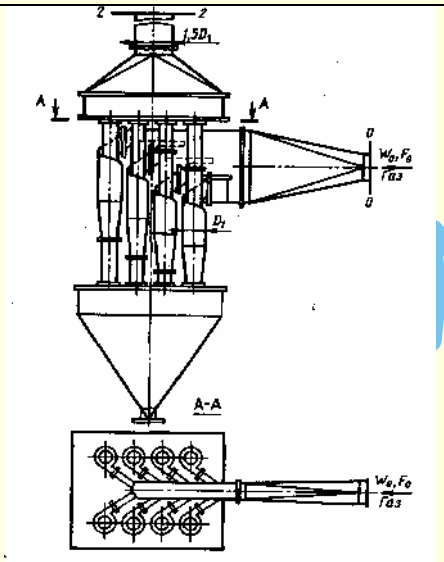
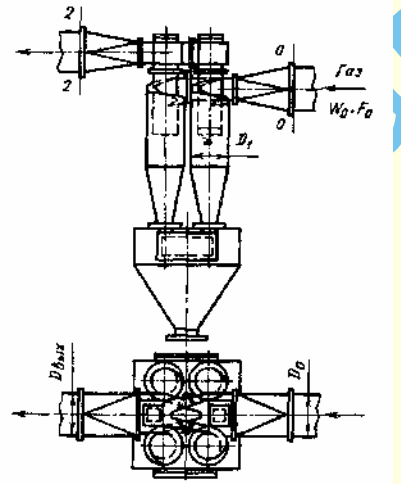
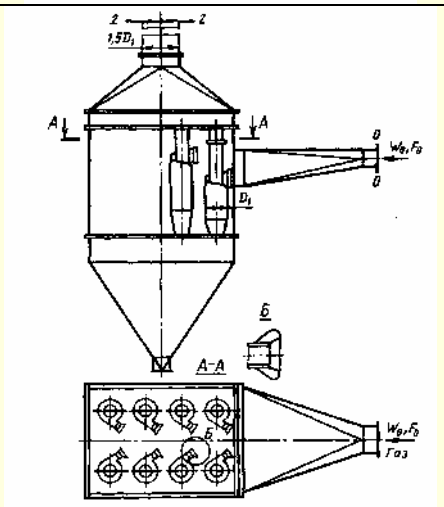
Тип циклона	Коэффициенты сопротивления	
	$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$	$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$
СИОТ (конический):		
с улиткой	4,2	–
без улитки	6,0	–
ЛИОТ (укороченный):		
с улиткой	3,7	411
без улитки	4,2	460
«Клайпеда» Гипродревпрома	5,0	–
Ц Гипродревпрома	5,4	–
УЦ-38 (D_0 = 0,6 м):		
без улитки	11,9	1730
с улиткой	10,7	1560
УЦ-38 (D_0 = 0,7 м):		
без улитки	12,5	1990
с улиткой	11,7	1800
4Б-ЦШ (D_0 = 0,3 м):		
без улитки	3,7	190
с улиткой	3,9	200
СЦК-ЦН-38 (D_0 = 0,45 м):		
без улитки	11,0	1640
с улиткой	12,8	1920
ВЦНИИОТ (D_0 = 0,37 м):		
без улитки	9,3	–
с улиткой	10,4	–
Т-4/630 (D_0 = 0,63 м):		
без улитки	10,1	–

Циклоны НИИОГаза (групповые) [259, 694]	**Диаграмма 1.8.10–5**

Компоновка циклонов и схема	Коэффициент сопротивления циклона на участке *0 – 0 – 2 – 2* $\zeta_{1гр} \equiv \frac{\Delta p_{гр}}{\rho w_1^2/2}$
Прямоугольная; подвод потока организованный; циклонные элементы расположены в одной плоскости; газ отводится из общей камеры чистого газа 	$\zeta_{1гр} = k_1 k_2 \zeta_{1с}\,(500) + 35$

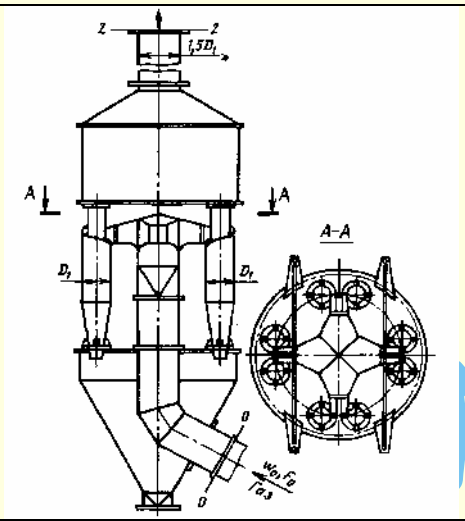
Справочник по гидравлике

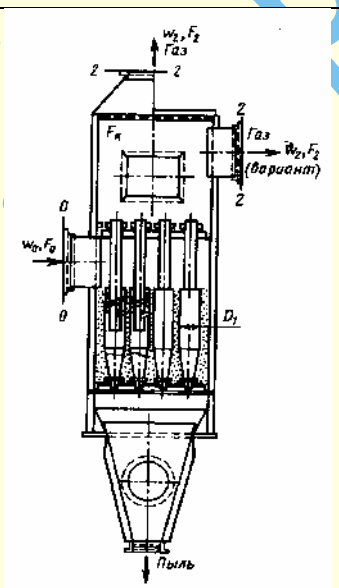
Продолжение

Циклоны НИИОГАза (групповые) [261, 687]	**Диаграмма 1.8.10–5**
Компоновка циклонов и схема	Коэффициент сопротивления циклона на участке *0 – 0 – 2 – 2* $\zeta_{1гр} \equiv \dfrac{\Delta p_{гр}}{\rho w_1^2 / 2}$
Ступенчатая; условия подвода и отвода потока те же, что и в п. 1 	$\zeta_{1гр} = k_1 k_2 \zeta_{1с}\ (500) + 35$
Прямоугольная; условия подвода потока те же, что в п. 1; газ из циклонных элементов отводится через улитку 	$\zeta_{1гр} = k_1 k_2 \zeta_{1с}\ (500) + 28$
Прямоугольная; поток подводится в общую камеру 	$\zeta_{1гр} = k_1 k_2 \zeta_{1с}\ (500) + 60$

Спрос на справочник по гидравлике

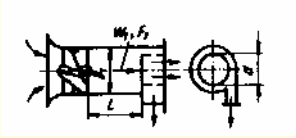
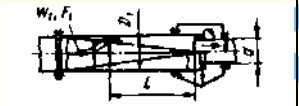
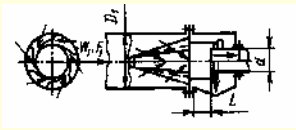
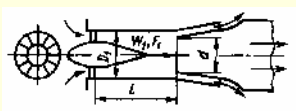
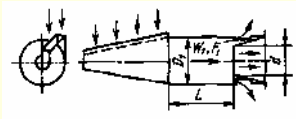
Продолжение

Циклоны НИИОГаза (групповые) [259, 694]	**Диаграмма 1.8.10–5**
Круговая; газ подводится снизу 	$\zeta_{1гр} = k_1 k_2 \zeta_{1с}\ (500) + 60$
$\zeta_{1с}\,(500)$ см. диаграммы 1.8.10–1–1.8.10–3; k_1, k_2 см. диаграмму 1.8.10–1 и соответственно диаграмму 1.8.10–2; $w_1 = \dfrac{Q}{m_ц F_1}$, м/с; $F_1 = \dfrac{\pi D_1^2}{4}$, м^2; $m_ц$ – число элементов в группе; Q – суммарный расход, м^3/с;	

Циклон (батарейный) типа БЦ [58]	**Диаграмма 1.8.10–6**
Компоновка циклонов и схема	Коэффициент сопротивления циклона на участке $0-0-2-2$ $\zeta_1 \equiv \dfrac{\Delta p_{гр}}{\rho w_1^2/2}$
С винтом 	$\zeta_1 = 85$
С розеткой: $\alpha = 25°$	$\zeta_1 = 90$
$\alpha = 30°$	$\zeta_1 = 65$; $w_1 = \dfrac{Q}{F_1}$
Общий коэффициент сопротивления батарейного циклона на участке $0-0-2-2$ $\zeta_{1б} = \zeta_1 + \zeta_{1вых}\left(\dfrac{F_1}{F_2}\right)^2 = \zeta_1 + \zeta'\left(1-\dfrac{F_2}{F_к}\right)\left(\dfrac{F_1}{F_2}\right)^2$; ζ' определяется, как ζ_1, по диаграмме 1.8.1–7; $w_1 = \dfrac{Q}{m_ц F_1}$, м/с; $F_1 = \dfrac{\pi D_1^2}{4}$, м^2; $F_к$ – площадь корпуса аппарата; Q – суммарный расход, м^3/с; $m_ц$ – число элементов в батарее.	

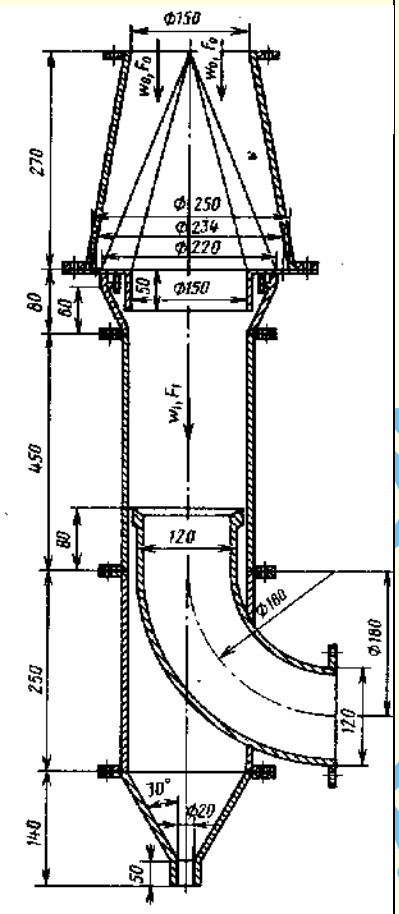
Справочник по пылеподавлению

Циклоны прямоточные [52, 224, 277, 307, 326]	**Диаграмма 1.8.10–7**

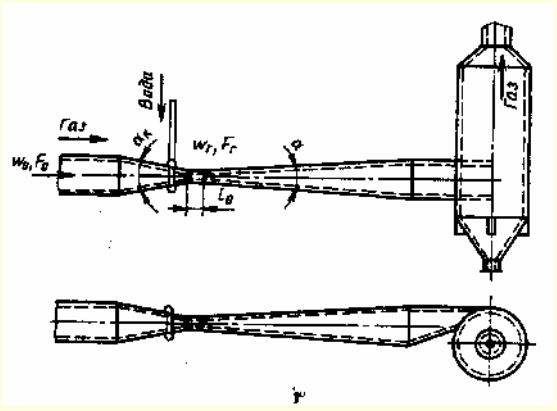
Характеристика и схема	Основные размеры			Оптимальная средняя скорость потока в корпусе циклона w_1, м/с	Фракционный коэффициент очистки $\eta_{фр}$ % при $\bar{q}$ =15% и скорости витания частиц $w_в$, м/с					Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$ при степени отсоса $\bar{q}$, %			
	D_1, мм	$\bar{L} = \frac{L}{D_1}$	$\bar{d} = \frac{d}{D_1}$		0–0,001	> 0,001–0,008	> 0,008–0,012	> 0,012–0,100	> 0,100	0	5	10	15
Четырехлопастной закручиватель с улиточным выходом пыли (типа НИИОГаза) 	100	2,5	0,6–0,7	11–13	–	–	–	–	–	–	–	–	9,5
Четырехлопастной закручиватель с пылеотбивной шайбой	350	1,0	0,7	8,0	–	–	–	–	–	–	–	–	6 – 7
Радиальный закручиватель с пылеотбивной шайбой 	150	4,7	0,8	16,4	45	82	93,5	98	100	10,5	8,1	7,1	7,0
Шестиулиточный конический вход с пылеотбивной шайбой (конструкция Бутакова – Барахтенко) 	150	0,73	0,8	16–18	57	86	95	98,5	100	1,7	1,6	1,55	1,5
Двенадцатилопастной закручиватель с выходом пыли через кольцевой диффузор 	50	5,0	0,8	11,8	13	82	98	100	100	–	–	–	1,5
Тангенциальный конический вход (типа Амерклон) 	100	1,3	0,65	20–24	–	–	–	–	–	–	–	–	5,9

Справочник по гидравлике

Циклоны (прямоточные) с водяной пленкой [52, 326]	**Диаграмма 1.8.10–8**

Тип циклона	Схема	Оптимальная средняя скорость потока в корпусе циклона w_1, м/с	Расход воды m_0, л/м^3	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_1^2/2}$
Бутакова – Барахтенко		20 – 22	0,10	1,8
ЦКТИ		4,0	0,15	13,0
«Центргипрошахта»		6,0 – 7,0	0,12	22,0

Турбулентный промыватель (труба Вентури) [89, 209, 210]	**Диаграмма 1.8.10–9**



Одиночная труба Вентури

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_г w_г^2/2} = \zeta_г + \zeta_ж \frac{\rho_ж}{\rho_г} m_1,$$

где $\zeta_г = 0{,}165 + 0{,}034\dfrac{l_0}{D_г} - \left[0{,}06 + 0{,}028\left(\dfrac{l_0}{D_г}\right)\right]\cdot 3\cdot 10^{-3} w_г$;

формула верна при $w_г \le 150$ м/с и $0{,}15 \le \dfrac{l_0}{D_г} \le 10$, где $D_г = \dfrac{4F_0}{П_0}$;

при $w_г \le 60$ м/с $\zeta_ж = 3{,}5\left(\dfrac{l_0}{D_г}\right)^{-0{,}266} \zeta_г m_1^{B_1}$;

при $w_г > 60$ м/с $\zeta_ж = 1{,}68\left(\dfrac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}29} \zeta_г m_1^{B_2}$;

Справочник по гидравлике

Продолжение

Турбулентный промыватель (труба Вентури) [89, 209, 210]	**Диаграмма 1.8.10–9**

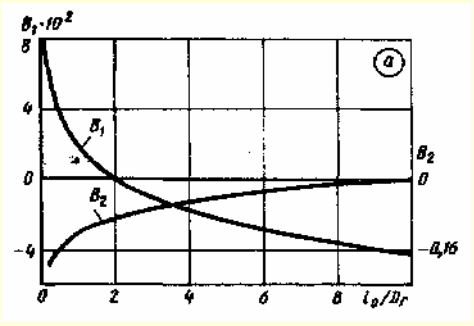
формулы для $\zeta_{ж}$ верны при $0{,}15 \le \frac{l_0}{D_г} \le 12$; $B_1 = 1 - 0{,}98\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}026}$ и $B_1 = 1 - 1{,}12\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{-0{,}045}$ см. кривые графика *а*;

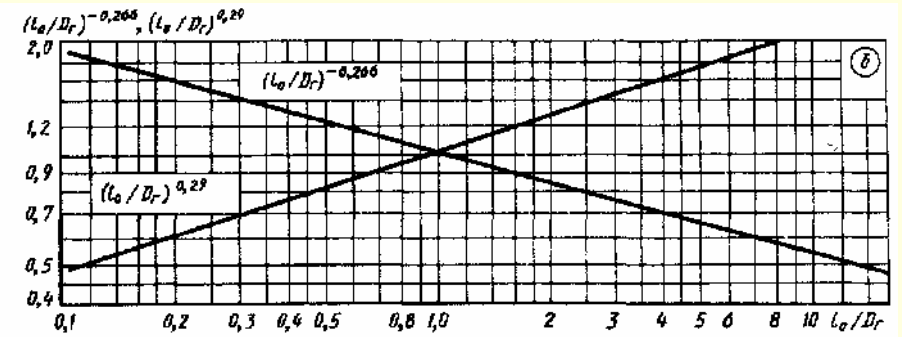
$\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{-0{,}266}$ и $\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}29}$ см. кривые графика *б*.

Батарея труб Вентури

$\zeta_г$ см. выше; $\zeta_{ж} = 0{,}215\zeta_г m_1^{-0{,}54}$,
где $m_1^{-0{,}54}$ см. кривую графика *в*.

$\frac{l_0}{D_г}$	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5
$B_1 \cdot 10^2$	6,7	6,0	5,0	4,3	3,8	3,3	2,6	2,0	1,0
B_2	– 0,22	– 0,21	– 0,18	– 0,17	– 0,16	– 0,15	– 0,13	– 0,12	– 0,10
$\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{-0{,}266}$	1,66	1,53	1,38	1,28	1,20	1,15	1,06	1,00	0,90
$\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}29}$	0,58	0,63	0,70	0,77	0,82	0,86	0,94	1,00	1,12
$\frac{l_0}{D_г}$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
$B_1 \cdot 10^2$	0,2	– 0,8	– 1,6	– 2,2	– 2,7	– 3,1	– 3,4	– 3,8	– 4,0
B_2	– 0,09	– 0,07	– 0,05	– 0,04	– 0,03	– 0,03	– 0,02	– 0,02	– 0,01
$\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{-0{,}266}$	0,83	0,75	0,69	0,65	0,62	0,60	0,58	0,56	0,54
$\left(\frac{l_0}{D_г}\right)^{0{,}29}$	1,22	1,38	1,48	1,58	1,68	1,76	1,83	1,90	1,95

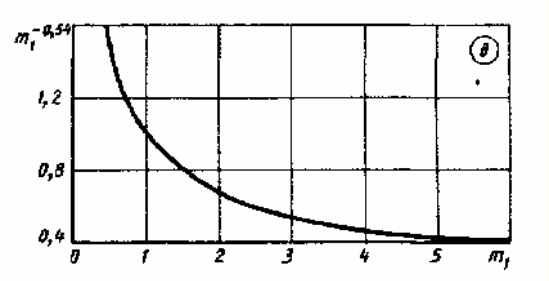




Справочник по гидравлике

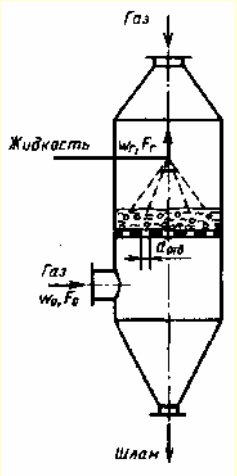
Продолжение

Турбулентный промыватель (труба Вентури) [89, 209, 210]	**Диаграмма 1.8.10–9**



m_1	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
$m_1^{-0,54}$	1,64	1,32	1,13	1,00	0,84	0,69	0,55	0,47	0,42	0,38

Пылеуловитель (мокрый) с провальными решетками в пенном режиме [571, 606]	**Диаграмма 1.8.10–10**



$$\Delta p = \frac{A^2}{\bar{f}^2}\frac{\rho_г w_г^2}{2} + \Delta p_\sigma,$$

где $A = 39L^{-0,57}\left[\left(\frac{L}{G}\right)^2\frac{\rho_г}{\rho_ж}\right]^{0,35} = 39a_1b_1$ (см. график *б*); $a_1 = L^{-0,57}$ см. график *а*;

$b_1 = \left[\left(\frac{L}{G}\right)^2\frac{\rho_г}{\rho_ж}\right]^{0,35}$ см. график *б*; $\Delta p_\sigma = \frac{4\sigma}{1,3d_{отв} + 0,08d_{отв}^2}$ – для решеток с круглыми отверстиями;

$\Delta p_\sigma = \frac{2\sigma}{b_щ}$ – для щелевых решеток; G – массовый расход газа через единицу поверхности решетки, кг/(м^2·с); L – массовый расход жидкости через единицу поверхности решетки, кг/(м^2·с); $d_{отв}$ – диаметр отверстия решетки, $b_щ$ – ширина щели решетки, м; $\bar{f} = \frac{F_{отв}}{F_р}$ – коэффициент живого (свободного) сечения решетки; $w_г$ – скорость газового потока в свободном сечении аппарата, м/с; σ – поверхностное натяжение на границе фаз газ – жидкость, Н/м^2.

L, кг/(м^2·с)	0,3	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
$a_1 = L^{-0,57}$	1,99	1,34	1,00	0,79	0,67	0,59	0,53	0,49	0,45	0,42	0,40

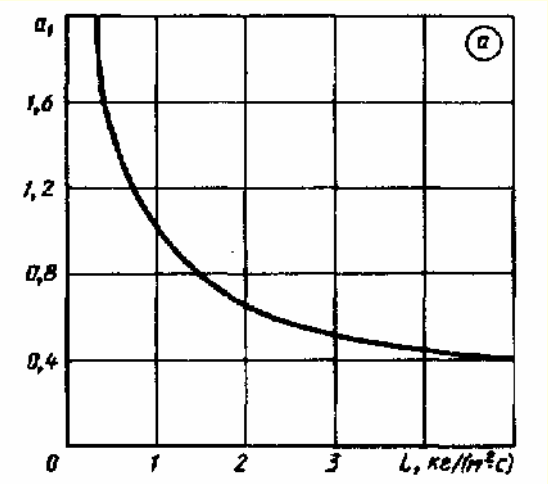
Значения A при L = 0,3 ÷ 5,0 кг/(м^2·с)

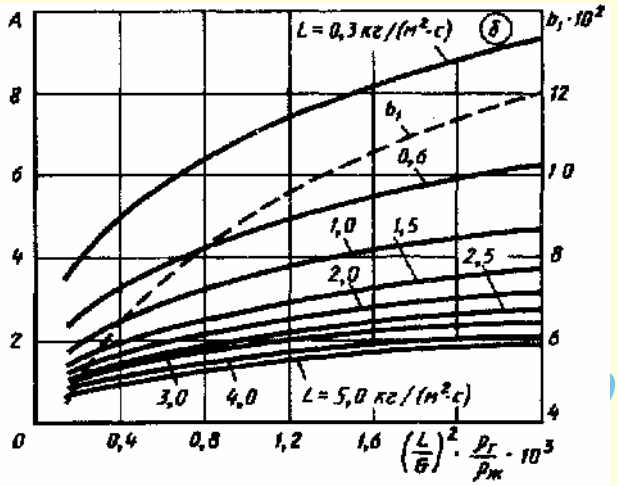
$\left(\frac{L}{G}\right)^2\cdot\frac{\rho_г}{\rho_ж}\cdot 10^3$	0,15	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4
$b_1\cdot 10^2$	4,59	6,47	8,24	9,50	10,5	11,4	12,1
L = 0,3 кг/(м^2·с)	3,55	5,01	6,38	7,36	8,13	8,83	9,37
0,6	2,40	3,38	4,30	4,96	5,48	5,95	6,31
1,0	1,79	2,52	3,21	3,70	4,10	4,45	4,72
1,5	1,42	1,99	2,55	2,94	3,25	3,54	3,74
2,0	1,21	1,70	2,16	2,50	2,76	3,00	3,18
2,5	1,06	1,50	1,91	2,20	2,43	2,64	2,80
3,0	0,95	1,35	1,72	1,98	2,19	2,38	2,52
3,5	0,88	1,23	1,57	1,81	2,01	2,18	2,31
4,0	0,80	1,13	1,46	1,68	1,86	2,02	2,14
4,5	0,75	1,06	1,36	1,57	1,74	1,88	2,00
5,0	0,71	1,01	1,28	1,48	1,64	1,78	1,9

Справочник по гидравлике

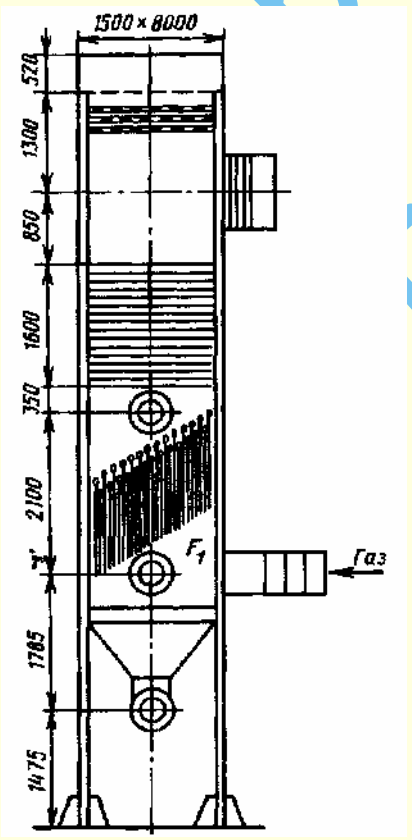
Продолжение

Пылеуловитель (мокрый) с провальными решетками в пенном режиме [571, 606]	**Диаграмма 1.8.10–10**





Скруббер с деревянной насадкой [224]	**Диаграмма 1.8.10–11**

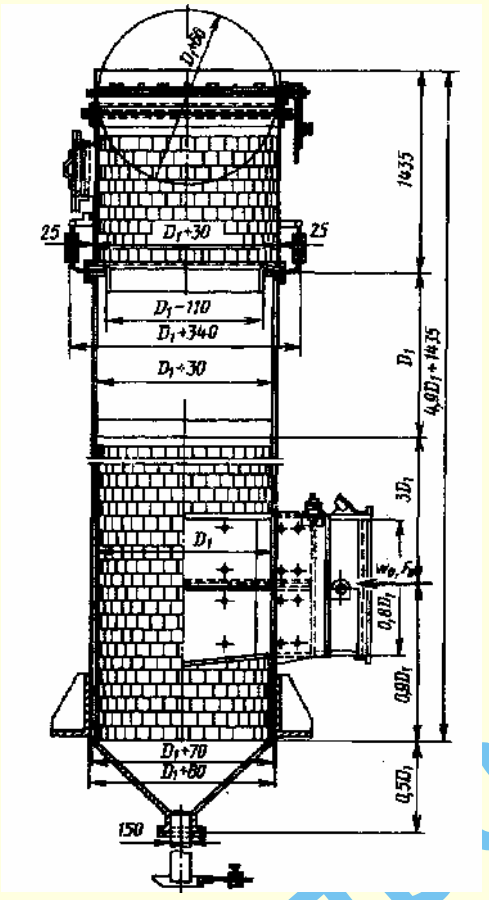


Плотность орошения $A \approx 1{,}4 \cdot 10^{-2}$ м^3 /(м^2·с)

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_1^2 / 2} = 960 ;$$

$w_1 = \dfrac{Q}{F_1}$ (F_1 – площадь полного сечения корпуса скруббера)

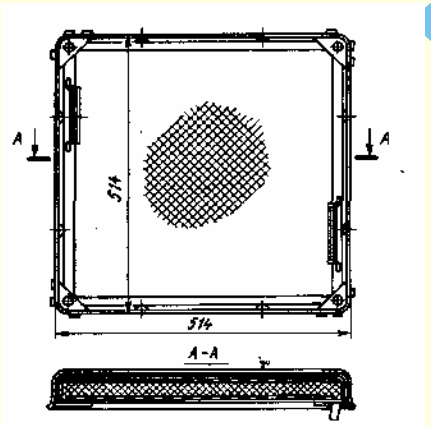
Центробежный скруббер ВТИ [224]	Диаграмма 1.8.10–12



$$\zeta_0 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = f(D_0)$$

D_0, м	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Расход воды на орошение, кг/с	0,22	0,28	0,33	0,39	0,45
ζ_0	3,38	3,17	3,04	2,94	2,87
D_0, м	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
Расход воды на орошение, кг/с	0,50	0,56	0,61	0,70	0,78
ζ_0	2,81	2,76	2,72	2,68	2,65

Фильтры (ячейковые, унифицированные) типа Фя [501, 571]	Диаграмма 1.8.10–13



Характеристика	Тип фильтра			
	ФяР	ФяВ	ФяП	ФяУ
Площадь рабочего сечения F, м^2	0,22	0,22	0,22	0,22
Пропускная способность Q (м^3/с) при удельной нагрузке q = 2м^3/(м^2·с)	0,43	0,43	0,43	0,43
Сопротивление Δp чистого фильтра, Па	39	49	59	29,5
Пылеемкость $z_п$ фильтров ФяР, ФяП и ФяВ (при увеличении сопротивления в 2 раза) и ФяУ (при увеличении сопротивления Δp от 30 до 40 Па), кг/м^2	1,5	2,0	0,2	0,3
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) $\eta_п$, %, не более	80	80	80	80
Масса, кг	7,9	4,3	3,3	3,0

Зависимость Δp от q и $z_п$ для отдельных фильтров – см. графики *а* и *б*.
Кривые *1* относятся к фильтрам типа ФяР с заполнением пяти сеток ячейками размером 2,5 мм; четырех сеток – ячейками размером 1,2 мм и трех – ячейками размером 0,63 мм; кривые *2* – к фильтрам типа ФяВ; кривые *3* – к фильтру ФяП, материал – пенополиуретан (ППУ) (α – толщина слоя 10 мм, β – 20 мм, γ – 40 мм) и к фильтру ФяУ, материал – упругое стекловолокно (ФСВУ, кривая *3α*).

Справочник по гидравлике

Продолжение

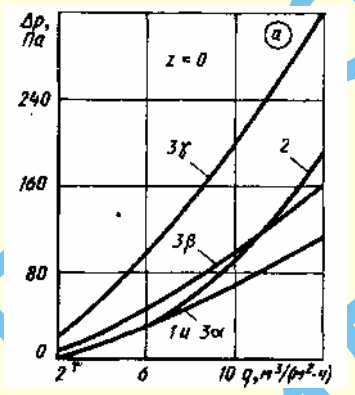
Фильтры (ячейковые, унифицированные) типа Фя [501, 571]	**Диаграмма 1.8.10–13**

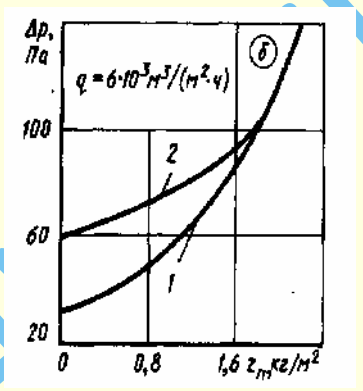
$z_п = 0$

q, м^3/(м^2·ч)	$4·10^3$	$6·10^3$	$8·10^3$	10^4	$1{,}2·10^4$	$1{,}4·10^4$
q, м^3/(м^2·с)	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9
Δp, Па (кривые *1* и *3*α)	14,7	29,4	49,0	68,7	88,3	108
Δp, Па (кривая *2*)	14,7	29,4	58,8	88,3	137	187
Δp, Па (кривая *3*β)	24,5	49,0	73,5	98,1	132	162
Δp, Па (кривая *3*γ)	58,8	98,1	147	196	255	314

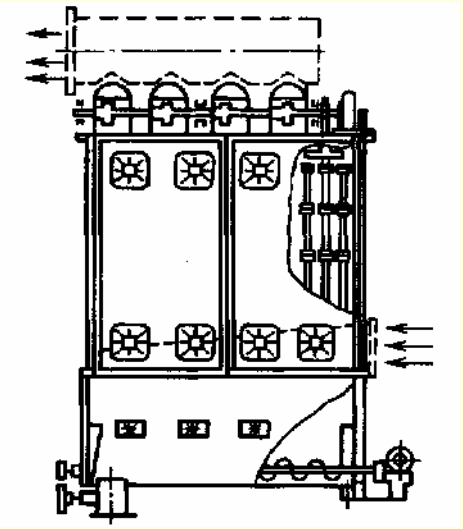
$q = 6·10^3$ м^3/(м^2·ч)

$z_п$, кг/м^2	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,2
Δp, Па (кривая *1*)	34,3	39,2	49,0	63,7	83,3	118	137
$\eta_п$, %	82	82	83	83	84	85	85
Δp, Па (кривая *2*)	58,8	63,7	68,7	78,5	88,3	–	–
$\eta_п$, %	76	76	76	76	76	–	–





Фильтр (рукавный) типа ФВК [501]	**Диаграмма 1.8.10–14**

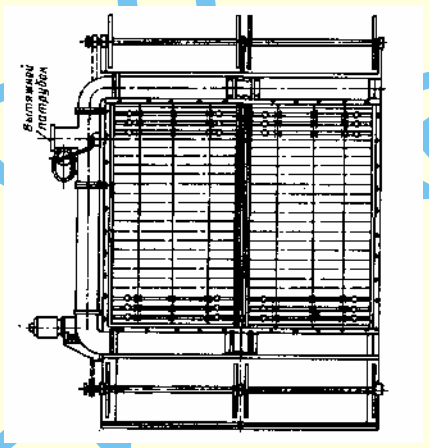


Продолжение

Фильтр (рукавный) типа ФВК [501]	**Диаграмма 1.8.10–14**

Характеристика	Тип фильтра		
	ФВК-30	ФВК-60	ФВК-90
Площадь поверхности фильтровальной ткани, $м^2$	30	60	90
Пропускная способность Q, $м^3/с$: по чистому воздуху	1,38	2,78	4,12
по газу, содержащему до 20 $г/м^3$ пыли	0,35 – 0,418	0,70 – 0,835	1,05 – 1,28
Сопротивление Δp фильтра, Па	800 – 900	800 – 900	800 – 900
Число:			
секций	2	4	6
рукавов в секции	18	18	18
рукавов в фильтре	36	72	108
Материал рукава	Сукно фильтровальное		
Мощность электродвигателя: привода механизма встряхивания и привода шнека, кВт	0,6	0,6	0,6
Масса фильтра (без входного и выходного коллекторов), кг	1053	1682	2300

Фильтры (рулонные) типа ФРУ [501, 571]	**Диаграмма 1.8.10–15**



Характеристика	Тип фильтра				
	Ф2РУ7	Ф4РУ4	Ф16РУ6	Ф8РУ2	Ф12РУ1
Пропускная способность Q, $м^3/с$	5,56	11,1	16,7	22,2	33,3
Сопротивление Δp* фильтра [при удельной воздушной нагрузке q = 2,78 $м^3/(м^2 \cdot ч)$], Па	40 – 50	40 – 50	40 – 50	40 – 50	40 – 50
Площадь F рабочего сечения, $м^2$	2	4	6	7,9	12
Фильтрующий материал	ФСВУ				
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) $\eta_п$, %	80	80	80	80	80
Пылеемкость (при увеличении сопротивления Δp с 40 до 140 Па) $z_п$, $кг/м^2$	До 0,3	До 0,3	До 0,3	До 0,3	До 0,3
Мощность электродвигателя, Вт	270	270	270	270	270
Число секций по фронту фильтра при ширине, м: 0,8	2	–	2	–	–
1,05	–	2	1	3	3
Ширина фильтрующего материала в рулоне, м	0,77	1,02	0,77 и 1,02	1,02	1,02
Длина фильтрующего материала в рулоне, м	25	25	25	25	25
Число катушек	4	4	6	6	6
Масса, кг	353	408	623	717	970

Справочник по пылеулавливанию

Продолжение

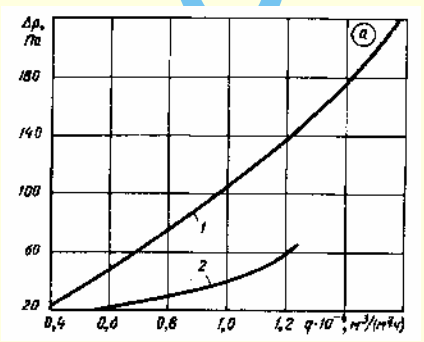
Фильтры (рулонные) типа ФРУ [501, 571]	**Диаграмма 1.8.10–15**

Для ФРП $\Delta p = f(q)$ см. кривую *2* графика *а*; $\Delta p = f(z_п)$ см. график *б*; для ФРУ $\Delta p = f(q)$ см. кривую *1* графика *а*.

Характеристика	Тип фильтра				
	Ф2РП7	Ф4РП4	Ф6РП6	Ф8РП2	Ф12РП1
Пропускная способность Q, м³/с	5,56	11,1	16,7	22,2	33,3
Сопротивление Δp [при удельной нагрузке q = 2,78 м³/(м²·с)], Па	98 – 118	98 – 118	98 – 118	98 – 118	98 – 118
Площадь F рабочего сечения, м²	2	4	6	7,9	12
Фильтрующий материал	ФВН				
Пылеемкость (при увеличении сопротивления в два раза) $z_п$, кг/м²	До 0,13	До 0,13	До 0,13	До 0,13	До 0,13
Мощность электродвигателя, Вт	270	270	270	270	270
Число секций по фронту фильтра при ширине:					
0,8 м	2	–	2	–	–
1,05м	–	2	1	3	3
Ширина фильтрующего материала в рулоне, м	0,77	1,02	0,77 и 1,02	1,02	1,02
Длина фильтрующего материала в рулоне, м	100	100	100	100	100
Число катушек, шт.	4	4	6	6	6
Масса фильтра, кг	406	–	597	–	–
Необходимый расход воздуха через отсасывающее отверстие, м³/с	0,194	0,255	0,320	0,384	0,384
Эффективность $\eta_п$ при улавливании волокнистой пыли, %	95 – 96	95 – 96	95 – 96	95 – 96	95 – 96

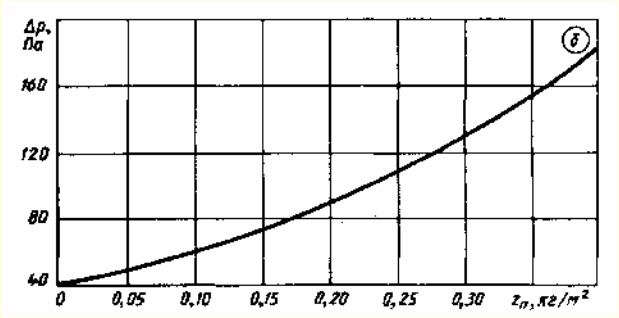
Для кривой *1* графика *а*

$q \cdot 10^{-4}$, м³/(м²·ч)	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
q, м³/(м²·с)	1,11	1,67	2,22	2,78	3,33	3,88	4,44
Δp, Па	24,5	49	78,5	108	137	177	226



Для кривой *2* графика *а*

$q \cdot 10^{-4}$, м³/(м²·ч)	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
q, м³/(м²·с)	1,11	1,67	2,22	2,78	3,33
Δp, Па	15	22	29	39	59

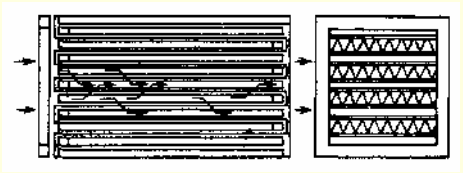


Для графика *б*

$z_п$, кг/м²	0	0,1	0,2	0,3	0,4
$\eta_п$, %	–	81	81	81	81
Δp, Па	39	59	88	127	176

Справочник по гидравлике

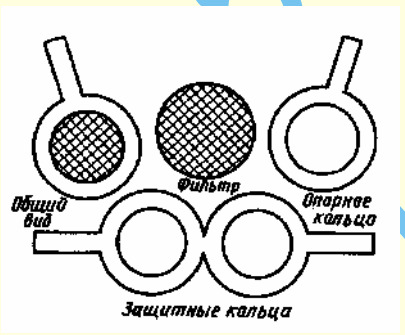
Фильтр (рамочный) типа ЛАИК [497]	**Диаграмма 1.8.10–16**



Материал ФПП-15 (допускаемая температура 60 °С) $\Delta p = \Delta p_0 w$ (w – скорость фильтрации, м/с)

Марка фильтра	Площадь фильтрующей поверхности, $м^2$	Размеры, мм		Расход при нормальных условиях, $м^3/с$	Сопротивление	
		Входное сечение	Длина		Δp, Па	Δp_0, Па
				при нагрузке 0,0417 $м^3/(м^2 \cdot с)$ [150 $м^3/(м^2 \cdot ч)$]		при w= 1 м/с
ЛАИК СП-3/15	15,1	565 × 735	780	0,625	177	4248
ЛАИК СП-6/15					245	5880
ЛАИК СП-3/17	17,5	615 × 995	355	0,710	147	3528
ЛАИК СП-6/17					206	4944
ЛАИК СП-3/21	21,0	650 × 690	625	0,875	285	6840
ЛАИК СП-6/21					334	8016
ЛАИК СП-3/26	26	660 × 665	750	1,10	392	9408
ЛАИК СП-6/26					452	10848
ЛАИК-СЯ (ФяЛ1)	16	550 × 680	310	0,667	157	3768

Фильтры (аналитические аэрозольные) типа АФА [55]	**Диаграмма 1.8.10–17**

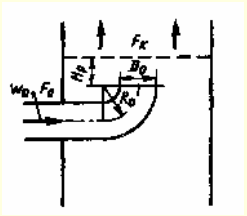
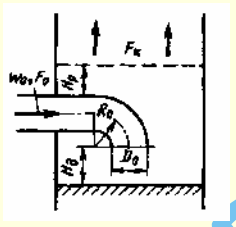
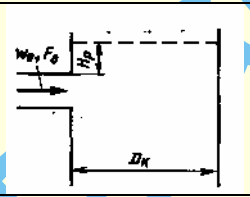


Δp увеличивается линейно с ростом скорости w:
$\Delta p = \Delta p_0 w$

Тип фильтра	$\eta_п$ при скорости фильтрации w = 0,01 м/с	Δp, Па при w = 0,01 м/с	Максимальная нагрузка Q, л/мин	Рабочая площадь S_0, $дм^2$	Температура исследуемого газа (не выше), °С
АФА-В-18	0,995	14,7	100	18	60
АФА-В-10	0,995	14,7	55	10	60
АФА ХА-18	0,970	19,6	100	18	150
АФА ХМ-18	0,990 – 0,995	19,6	100	18	50
АФА ХП-18	0,995	14,7	100	18	60
АФА ХС-18	0,990 – 0,995	19,6	100	18	70
АФА РМП-3	0,995	39 – 98	20	3,0	60
АФА РМП-10	0,995	39 – 98	50	10	60
АФА РМП-20	0,995	39 – 98	100 – 120	20	60
АФА РМА-20	0,970	39 – 98	100 – 120	20	150
АФА РГ-3	0,950	790 – 1470	0,3	3,0	60
АФА-Д-3	0,995	30 – 50	10	3,0	60
АФА-Б-3	0,970 – 0,990	19,6	20	3,0	150

Справочник по гидравлике

Входные участки электрофильтров и других аппаратов с решеткой, насадкой или другим видом сопротивления, помещенным в рабочей камере [246, 249]	**Диаграмма 1.8.10–18**

Условия набегания потока на решетку	Схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Центральное		$\zeta = \zeta'_{0\,\text{отв}} + N_0 + 0,7\zeta_\text{р}\left(\dfrac{F_0}{F_\text{к}}\right)^2 + \dfrac{0,013}{\left(\dfrac{H_\text{р}}{D_0}\right)^2}\times\sqrt[3]{\zeta_\text{р}-\sqrt[3]{\zeta_\text{р}}}$, где $\zeta'_{0\,\text{отв}}$ определяют, как 0,5ζ данного отвода, по диаграммам 1.8.4; N_0 находят по табл. 1.66 – 1.72; $\zeta_\text{р}$ определяют, как ζ решетки насадки или другого вида сопротивления, по данным диаграмм 1.8.6; величина $\dfrac{0,013}{\left(\dfrac{H_\text{р}}{D_0}\right)^2}\times\sqrt[3]{\zeta_\text{р}-\sqrt[3]{\zeta_\text{р}}}$ учитывается только в пределах $0 < \dfrac{H_\text{р}}{D_0} < 0,1$
Периферийное		$\zeta = \zeta'_{0\,\text{отв}} + 0,9\left[N_0 + 0,7\zeta_\text{р}\left(\dfrac{F_0}{F_\text{к}}\right)^2\right] + \dfrac{0,05}{\left(\dfrac{H_\text{д}}{D_0}\right)^2}$; величина $\dfrac{0,05}{\left(\dfrac{H_\text{д}}{D_0}\right)^2}$ учитывается только при $\dfrac{H_\text{д}}{D_0} < 1,2$
Боковое		$\zeta = N_0 + 0,7\zeta_\text{р}\left(\dfrac{F_0}{F_\text{к}}\right)^2 + 0,1 + \left(2 - 20\dfrac{H_\text{р}}{D_\text{к}}\right)$; величина $\Delta\zeta = 2 - 20\dfrac{H_\text{р}}{D_\text{к}}$ учитывается только при $\dfrac{H_\text{р}}{D_\text{к}} < 0,1$
При системе последовательно установленных решеток вместо ζ принимают сумму $\sum_{i=1}^{m_\text{р}}\zeta_{\text{к.р}\,i} = \zeta_{\text{к.р}\,1} + \zeta_{\text{к.р}\,2} + \ldots + \zeta_{\text{к.р}\,i} + \ldots + \zeta_{\text{к.р}\,m}$, где $m_\text{р}$ – число последовательно установленных решеток; $\zeta_{\text{к.р}\,i} \equiv \dfrac{\Delta p_i}{\rho w_\text{к}^2/2}$		

Электрофильтры (промышленные) [246, 249]	**Диаграмма 1.8.10–19**

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_\text{вх} + \zeta_\text{вых} + \zeta_\text{к},$$

где $\zeta_\text{вх}$ находят, как ζ, по диаграмме 1.8.10–18;

$$\zeta_\text{вых} = \zeta'\left(1 - \frac{F_\text{вых}}{F_\text{к}}\right)\left(\frac{F_0}{F_\text{вых}}\right)^2;$$

ζ' получают, как ζ, по диаграмме 1.8.1–6 в зависимости от α° и $\dfrac{l}{D_\text{вых}}$; при $\dfrac{l}{D_\text{вых}} = 0$ $\zeta' = 0,5$;

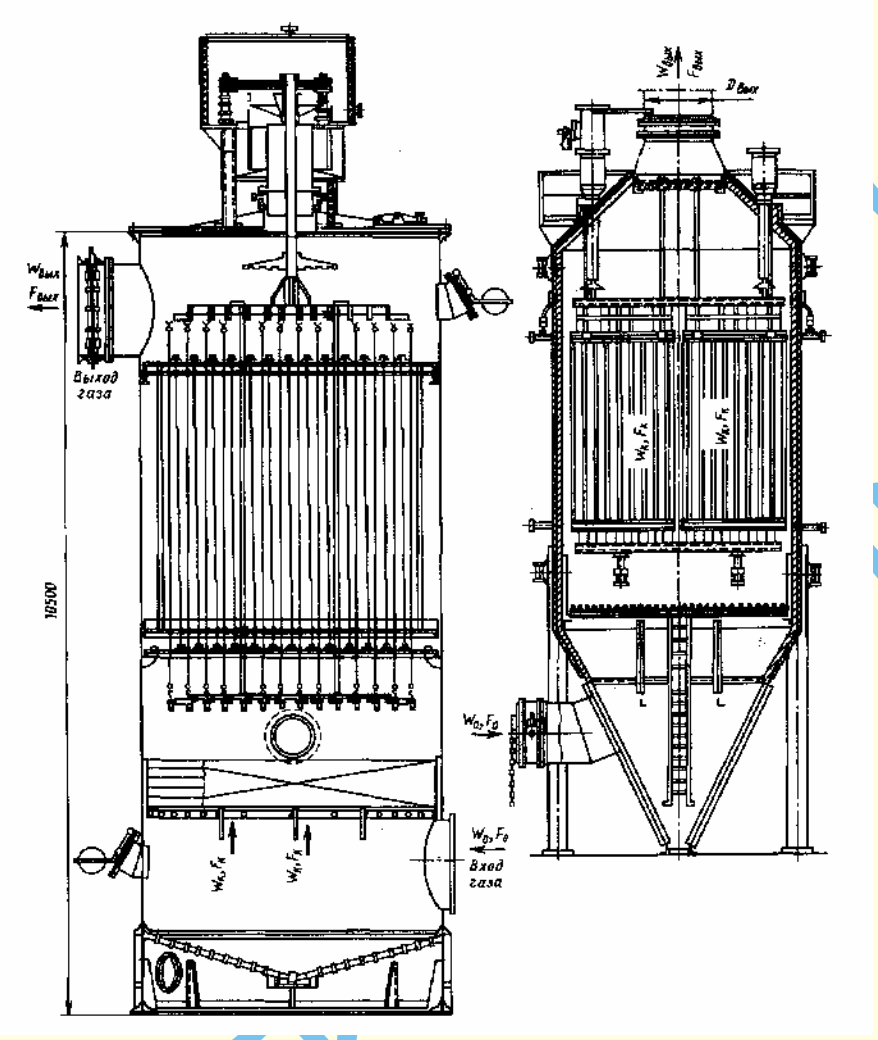
$$\zeta_\text{к} = \zeta''_\text{вх} + \zeta''_\text{вых} + \zeta''_\text{тр};\ \zeta''_\text{вх} = 0,5\left(1 - \frac{F_\text{э}}{F_\text{к}}\right)\left(\frac{F_0}{F_\text{э}}\right)^2;\quad \zeta''_\text{вых} = \left(1 - \frac{F_\text{э}}{F_\text{к}}\right)^2\left(\frac{F_0}{F_\text{э}}\right)^2;\quad \zeta''_\text{тр} = \frac{\lambda l_\text{э}}{D_\text{д}}\left(\frac{F_0}{F_\text{э}}\right)^2$$

в зависимости от Re и $\bar{\Delta}$ см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6; $D_\text{э} = \dfrac{4F_\text{э}}{\Pi_\text{э}}$; $F_\text{э}$, $\Pi_\text{э}$ – соответственно площадь сечения и периметр просветов между осадительными пластинами или осадительных труб.

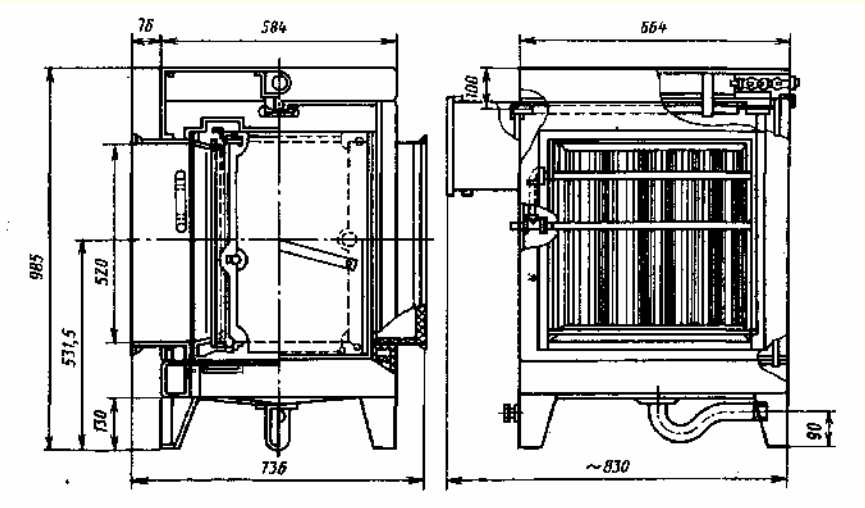
Справочник по гидравлике

Продолжение

Электрофильтры (промышленные) [246, 249]	Диаграмма 1.8.10–19



Электрофильтр (воздушный) типа ЭФ-2 [502, 574]	Диаграмма 1.8.10–20

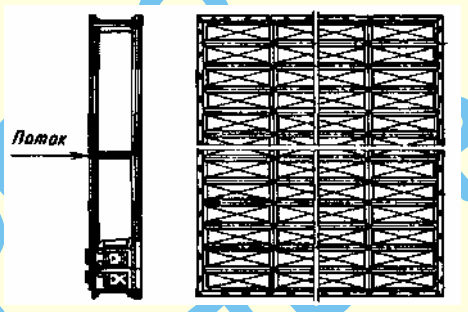


Продолжение

Электрофильтр (воздушный) типа ЭФ-2 [502, 574]	**Диаграмма 1.8.10–20**

Пропускная способность Q, м^3 /с, не более	0,56
Начальное сопротивление с противоуносным фильтром Δp , Па	39
Эффективность очистки (по методике НИИСТ) $\eta_п$, %	95
Пылеемкость при увеличении сопротивления в 2 раза, кг/м^2	0,3
Мощность, потребляемая агрегатом питания из сети, Вт	80
Потребляемый ток, мА	1
Суммарная площадь поверхности осадительных электродов S_0, м^2	13,8
Расход воды на одну промывку, л, не менее	50
Время одной промывки, ч	3
Время между двумя промывками, недель	4 – 6
Число форсунок	15
Масса без питающего устройства, кг	90

Электрофильтр (воздушный) типа ЭФ [502, 574]	**Диаграмма 1.8.10–21**

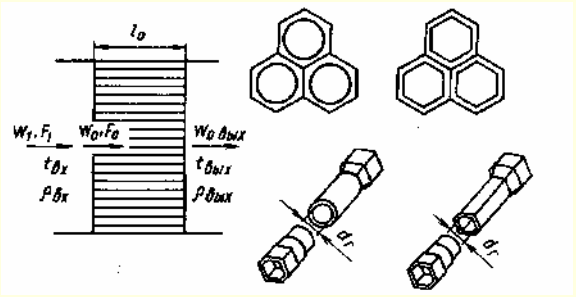


Показатели	Тип фильтра						
	Ф1Э1	Ф3Э2	Ф5Э3	Ф8Э4	Ф10Э5	Ф14Э6	Ф18Э7
Площадь рабочего сечения F, м^2	1,5	2,9	4,9	8,2	9,8	14	18,5
Пропускная способность при скорости потока 2 м/с и удельной воздушной нагрузке 7200 м^3/(м^2· ч) Q, м^3/с	2,78	5,30	9,20	15,3	18,0	27,8	36,0
Эффективность очистки (по методу НИИСТ) $\eta_п$, %	90 – 95	90 – 95	90 – 95	90 – 95	90 – 95	90 – 95	90 – 95
Начальное сопротивление Δp [1]:							
с противоуносным фильтром	39/4	39/4	39/4	39/4	39/4	39/4	39/4
без противоуносного фильтра	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5	4,9/0,5
Пылеемкость $z_п$ (кг/м^2) рабочего сечения фильтра (при увеличении его сопротивления с противоуносным фильтром в 2 раза)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Напряжение на коронирующих электродах, В	13 000	13 000	13 000	13 000	13 000	13 000	13 000
Напряжение на осадительных электродах, В	6500	6500	6500	6500	6500	6500	6500
Потребляемый ток, мА	7	14	24	42	54	81	110
Потребляемая мощность, Вт	100	200	380	600	800	1100	1500
Расход воды для промывки фильтра (при давлении 0,3 МПа), м^3/ч	0,5	1,5	2,5	4,0	5,0	7,0	9,0
Число секций шириной:							
765 мм	7	14	–	24	–	–	–
1015 мм	–	–	18	12	36	54	72
Масса фильтра, кг	205	367	583	963	1120	1640	2150

[1] В числителе Δp дано в Па, в знаменателе – в кгс/м^2.

Справочник по гидравлике

Радиатор (сотовый) с шестигранными или круглыми трубками [428]	Диаграмма 1.8.10–22



$$d_г = 4\frac{f_0}{\Pi_0}$$

f_0, Π_0 – площадь и периметр поперечного сечения одной трубки;
F_0 – живое сечение радиатора

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2/2} = \lambda\left(3 + \frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 + \zeta_{уд} + \Delta\zeta_t,$$

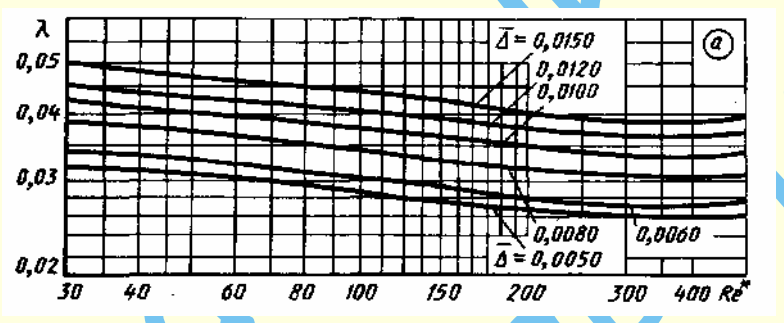
где: 1) при $35 \le \mathrm{Re}^* = \frac{w_{0\,вх}\Delta}{\nu} \le 275$, $\lambda = 0{,}375\,\mathrm{Re}^{*-0{,}1}\bar{\Delta}^{0{,}4}$ см. график *а*;

2) при $275 \le \mathrm{Re}^* \le 500$, $\lambda = 0{,}214\bar{\Delta}^{0{,}4}$ см. график *а*;

$\zeta_{уд} = \left(\frac{F_1}{F_0} - 1\right)^2$ см. график *б*;

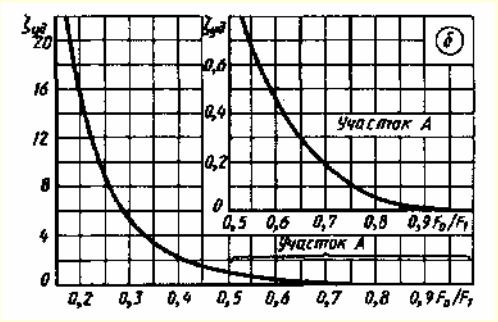
$\Delta\zeta_t = \left(1{,}7 + \lambda\frac{l_0}{d_г}\right)\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 \bar{T}$; $\bar{T} = \frac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{вх}}$; $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_г}$;

Δ см. табл. 1.41.



Значения λ

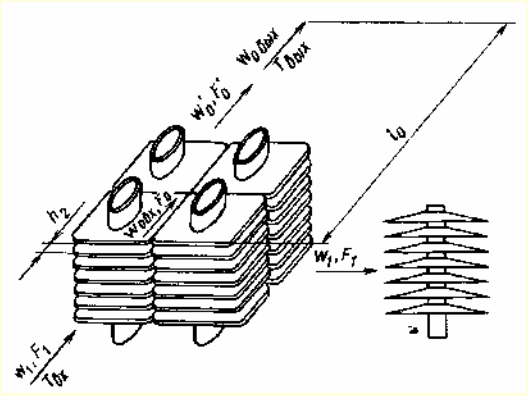
Re^*	$\bar{\Delta}$					
	0,0050	0,0060	0,0080	0,0100	0,0120	0,0150
30	0,032	0,034	0,039	0,043	0,046	0,050
40	0,031	0,033	0,038	0,042	0,045	0,049
60	0,030	0,032	0,036	0,040	0,043	0,047
80	0,029	0,032	0,035	0,039	0,042	0,046
100	0,028	0,031	0,034	0,038	0,041	0,045
150	0,028	0,030	0,034	0,036	0,039	0,042
200	0,027	0,029	0,033	0,035	0,038	0,041
300	0,026	0,028	0,031	0,034	0,037	0,039
500	0,026	0,028	0,031	0,034	0,037	0,039



$\frac{F_0}{F_1}$	$\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$	$\zeta_{уд}$	$\frac{F_0}{F_1}$	$\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$	$\zeta_{уд}$
0	∞	∞	0,6	2,78	0,45
0,1	100	81,0	0,7	2,04	0,18
0,2	25,0	16,0	0,8	1,56	0,06
0,3	11,1	5,43	0,9	1,23	0,01
0,4	6,25	2,25	1,0	1,00	0
0,5	4,00	1,00			

Справочник по гидравлике

Радиатор (трубчато-ребристый) [429]	Диаграмма 1.8.10–23



$$d_г = \frac{2h_2 b_0}{h_2 + b_0}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2 / 2} = \left(z_р \zeta_с + \lambda \frac{l_0}{d_г} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 + \Delta\zeta_t ,$$

где $\lambda = \dfrac{0{,}77}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}}}$ см. график *а* в зависимости

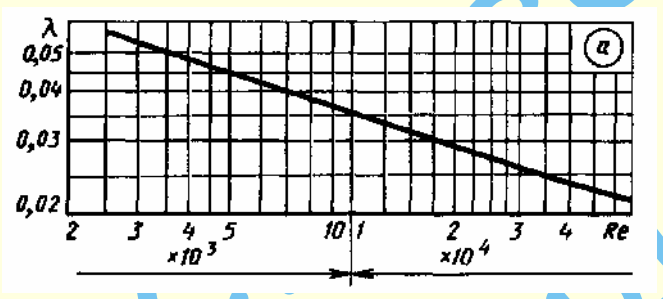
от $\mathrm{Re} = \dfrac{w_{0\,вх} d_г}{\nu}$, взятого в пределах $3000 \le \mathrm{Re} \le 25000$;

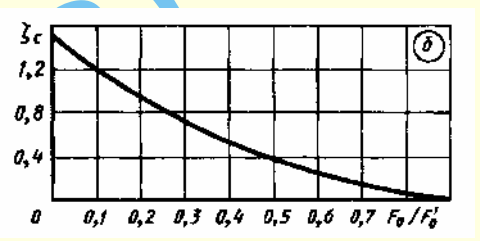
$\zeta_с = 1{,}5 \left(1 - \dfrac{F_0}{F_0'} \right)^2$ см. график *б*

$\Delta\zeta_t = \left(1{,}7 + \lambda \dfrac{l_0}{d_г} \right) \left(\dfrac{F_1}{F_0} \right)^2 \bar{T}$; $\bar{T} = \dfrac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{вх}}$;

$z_р$ – число рядов трубок

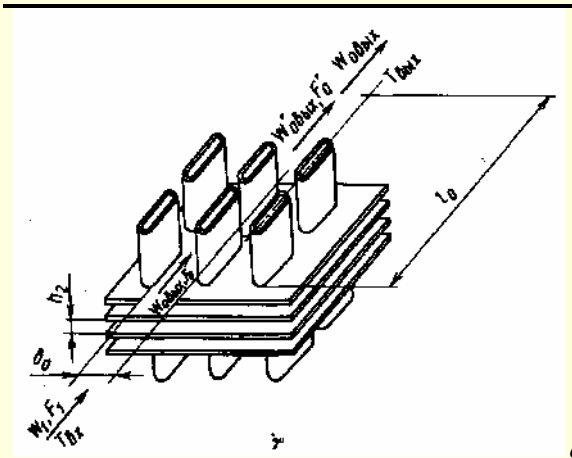
$\mathrm{Re} \cdot 10^{-4}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0
λ	0,061	0,054	0,049	0,045	0,043	0,039	0,036	0,034	0,030	0,029	0,027	0,025





$\dfrac{F_0}{F_0'}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_с$	1,50	1,22	0,96	0,74	0,54	0,38	0,24	0,14	0,06	0,02	0

Радиатор трубчато-пластинчатый [429]	Диаграмма 1.8.10–24



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{вх} w_1^2 / 2} = \left(z_р \zeta_с + \lambda \frac{l_0}{d_г} \right) \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 + \Delta\zeta_t ,$$

где: 1) при $4000 < \mathrm{Re} = \dfrac{w_{0\,вх} d_г}{\nu} \le 10000$; $\lambda = \dfrac{0{,}98}{\sqrt[3]{\mathrm{Re}}} = f(\mathrm{Re})$;

2) при $\mathrm{Re} > 10000$; $\lambda = \dfrac{0{,}21}{\sqrt[6]{\mathrm{Re}}} = f(\mathrm{Re})$;

$\zeta_с$ см. график *б* диаграммы 1.8.10–23;

$\Delta\zeta_t = \left(1{,}7 + \lambda \dfrac{l_0}{d_г} \right) \left(\dfrac{F_1}{F_0} \right)^2 \bar{T}$; $\bar{T} = \dfrac{T_{вых} - T_{вх}}{T_{вх}}$;

$z_р$ – число рядов трубок

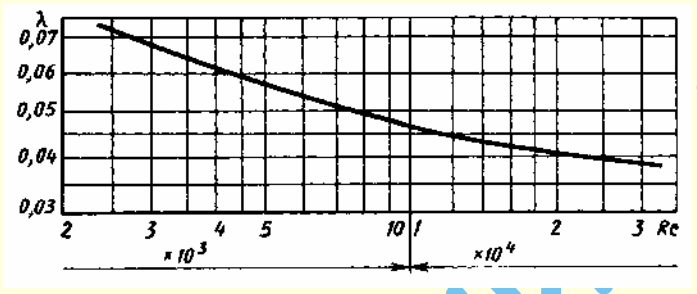
$$d_г = \frac{2h_2 b_0}{h_2 + b_0}$$

Справочник по гидравлике

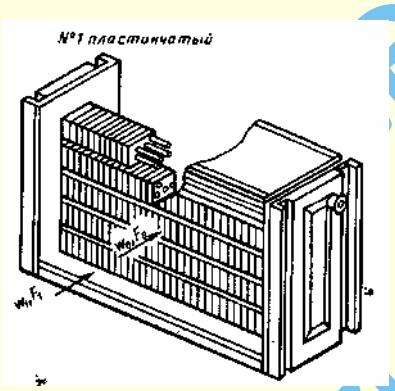
Продолжение

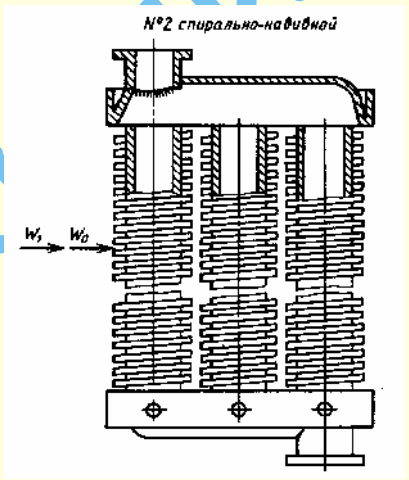
Радиатор трубчато-пластинчатый [429]	**Диаграмма 1.8.10–24**

$Re \cdot 10^{-4}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0	2,5	3,0
λ	0,068	0,062	0,057	0,054	0,050	0,046	0,043	0,040	0,039	0,038



Калориферы [574]	**Диаграмма 1.8.10–25**





Тип и характеристика калориферов	Сопротивление воздушному потоку Δp^* одного ряда калориферов при массовой скорости потока в живом сечении ρw_0, кг/(м²·с) ($w_0 = \frac{Q}{F_0}$, м/с; F_0 – живое сечение)												Формула сопротивления Δp, Па
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
КВБ – пластинчатый, одноходовой, средней модели; по направлению движения воздуха имеет три ряда трубок с зигзагообразным расположением	–	$\frac{15,6}{1,6}$	–	$\frac{31,0}{3,2}$	–	$\frac{50,4}{5,1}$	–	$\frac{73,5}{7,5}$	–	$\frac{100,4}{10,2}$	–	$\frac{133}{13,6}$	$1,5(\rho w_0)^{1,69}$
КФС – одноходовой, КМС – многоходовой; пластинчатый, средней модели; по направлению движения воздуха имеют три ряда трубок с коридорным расположением	$\frac{8,9}{0,9}$	$\frac{13,7}{1,4}$	$\frac{20,6}{2,1}$	$\frac{28,5}{2,9}$	$\frac{37,3}{3,8}$	$\frac{47,0}{4,8}$	$\frac{57,0}{5,8}$	$\frac{68,7}{7,0}$	$\frac{81,5}{8,3}$	$\frac{95,1}{9,7}$	$\frac{109}{11,1}$	$\frac{126}{12,8}$	$1,2(\rho w_0)^{1,76}$

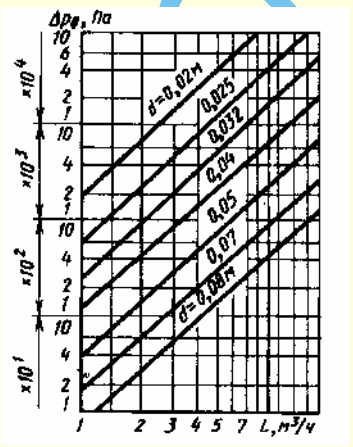
Гидравлические по

Продолжение

Калориферы [564]	Диаграмма 1.8.10–25

КФБ – одноходовой, КМБ – многоходовой; пластинчатый, большой модели;, по направлению движения воздуха имеют четыре ряда трубок с коридорным расположением	11,8 / 1,2	18,7 / 1,9	27,5 / 2,8	37,3 / 3,8	49,0 / 5,0	60,8 / 6,2	75,5 / 7,7	90,5 / 9,2	106 / 10,8	125 / 12,7	143 / 14,6	160 / 16,3	$1,73(\rho w_0)^{1,72}$
КФСО – спирально-навивной, одноходовой, средней модели; по направлению движения воздуха имеет три ряда трубок в шахматном порядке	30,4 / 3,1	53,0 / 5,4	83,5 / 8,5	116 / 11,8	165 / 16,8	215 / 21,9	270 / 27,5	336 / 34,2	405 / 41,2	486 / 49,5	572 / 58,2	656 / 66,8	$3,3(\rho w_0)^{2,01}$
КФБО – спирально-навивной, одноходовой, большой модели; по направлению движения воздуха имеет четыре ряда трубок, расположенных в шахматном порядке	36,3 / 3,7	64,7 / 6,6	99,0 / 10,1	141 / 14,3	191 / 19,4	245 / 24,9	308 / 31,4	381 / 38,8	458 / 46,7	543 / 55,2	628 / 64,0	721 / 73,5	$4,2(\rho w_0)^{1,94}$
СТД 3009В – одноходовой и СТД 3010В – многоходовой; пластинчатые; средней модели; имеют плоские трубки, расположенные параллельно потоку воздуха	9,8 / 1,0	16,7 / 1,7	24,5 / 2,5	34,4 / 3,5	44,2 / 4,5	56,0 / 5,7	68,6 / 7,0	82,5 / 8,4	97,2 / 9,9	115 / 11,7	133 / 13,5	151 / 15,4	$1,54(\rho w_0)^{1,73}$

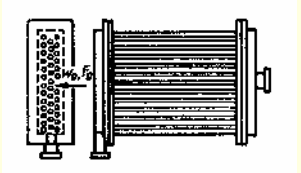
* В числителе Δp дано в Па, в знаменателе – в кгс/м^2.



Сопротивление потоку воды калориферов всех типов определяют по графику $\Delta p_в = f(L, d)$ с поправочным коэффициентом $k_1 = f(m_x)$: $\Delta p_{в_{mx}} = k_1 \Delta p_в$

Число ходов в калорифере m_x	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
k_1	1,0	1,5	2,0	2,7	3,3	4,1	4,7	5,4	6,1	6,8	7,5	8,2

Калорифер гладкотрубчатый	Диаграмма 1.8.10–26



$w_0 = \dfrac{Q}{F_0}$; F_0 – живое сечение

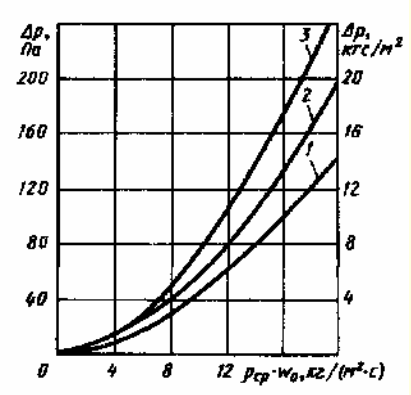
Двухрядные: $\Delta p = 0,613 \left(\rho_{ср} w_0\right)^{1,81}$ Па – см. кривую *1*;

трехрядные: $\Delta p = 0,86 \left(\rho_{ср} w_0\right)^{1,81}$ Па – см. кривую *2*; четырехрядные: $\Delta p = 1,11 \left(\rho_{ср} w_0\right)^{1,81}$ Па – см. кривую *3*.

Справочник по гидравлике

Продолжение

Калорифер гладкотрубчатый	**Диаграмма 1.8.10–26**



Значения Δ*p*

Кривая	$\rho_{ср} w_0$, кг/(м²·с)					
	1	2	4	6	8	10
Па						
1	0,59	2,16	7,55	15,7	26,5	39,2
2	0,79	3,04	10,8	21,6	37,3	55,8
3	1,08	3,92	13,7	28,5	48,1	71,5
кгс/м²						
1	0,06	0,22	0,77	1,60	2,70	4,00
2	0,08	0,31	1,10	2,20	3,80	5,70
3	0,11	0,40	1,40	2,90	4,90	7,30

Кривая	$\rho_{ср} w_0$, кг/(м²·с)				
	12	14	16	18	20
Па					
1	58,7	76,5	96,3	115	140
2	77,5	102	129	160	197
3	100	132	168	206	255
кгс/м²					
6,00	7,80	9,80	11,7	14,3	
7,90	10,4	13,2	16,3	20,1	
10,2	13,4	17,1	21,0	26,0	

Электрокалориферы [574]	**Диаграмма 1.8.10–27**

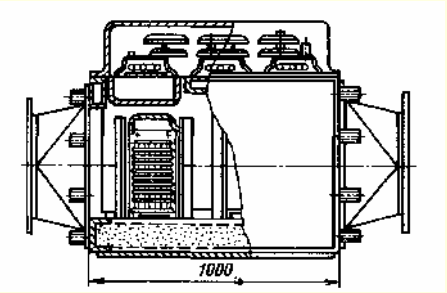
Характеристика	Тип калорифера					
	СФО-25/1-Т	СФО-40/1-Т	СФО-60/1-Т	СФО-100/1-Т	СФО-160/2-Т	СФО-250/1-Т
Мощность, кВт	25	40	60	100	160	250
Мощность одной секции, кВт	6,25	10	15	25	40	62,5
Площадь *F* живого сечения для прохода воздуха, м²	0,076	0,133	0,255	0,318	0,555	0,800
Перепад температуры, °С	48	43	42	46	46	47
Пропускная способность (по воздуху) *G*, кг/с	0,592	0,94	1,43	2,50	3,33	5,20
Сопротивление потоку воздуха Δ*p**	24,7 / 2,52	21,4 / 2,18	18,0 / 1,83	20,0 / 2,10	15,2 / 1,56	17,7 / 1,80
Масса, кг	67	100	134	197	312	421
Размеры, м: длина	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
ширина	0,63	0,75	0,87	0,99	1,23	1,35
высота	0,657	0,807	0,957	1J07	1,407	1,707

* В числителе Δ*p* дано в Па, в знаменателе – в кгс/м².

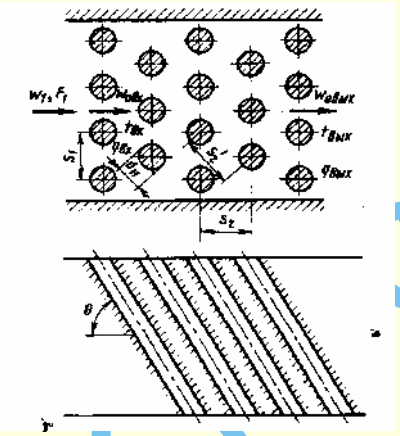
Справочник по гидравлике

Продолжение

Электрокалориферы [574]	**Диаграмма 1.8.10–27**



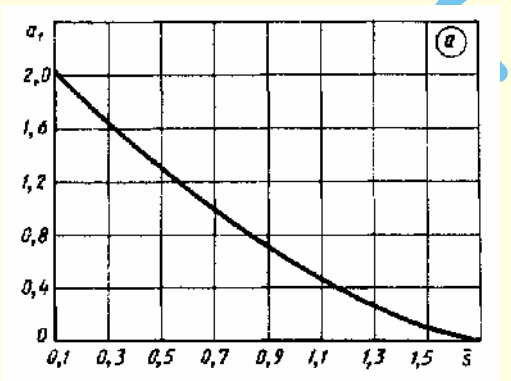
Пучок гладких труб (поперечный), расположенных в шахматном порядке; $3\cdot10^3 < \mathrm{Re}_{ср} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 10^5$ **[41, 409]**	**Диаграмма 1.8.5 – 28**



$$S_2' = \sqrt{0{,}25S_1^2 + S_2^2}$$

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0\,ср}^2/2} = \psi A \mathrm{Re}_{ср}^{-0{,}27}\left(z_р + 1\right) + \Delta\zeta_t;$$

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta\left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2$$



1) $\frac{S_1}{d_н} < 1{,}44$ и $0{,}1 \le \bar{s} < 1{,}7$:

$$A = 3{,}2 + 0{,}66a_1 + \left(13{,}1 - 9{,}1\frac{S_1}{d_н}\right)\left(0{,}8 + 0{,}2a_1\right),$$

где $a_1 = (1{,}7 - \bar{s})^{1{,}5}$ – см. график *а*; $\mathrm{Re}_{ср}^{-0{,}27}$ – см. график *б*;

ψ – см. ниже; $\bar{s} = \frac{S_1 - d_н}{S_2' - d_н}$;

θ °	30	45	60	90
ψ	0,34	0,57	0,80	1,0

2) $\frac{S_1}{d_н} \ge 1{,}44$ и $0{,}1 < \bar{s} < 1{,}7$: $A = 3{,}2 + 0{,}66a_1$;

3) $\frac{S_1}{d_н} < 1{,}44$ и $1{,}7 \le \bar{s} < 6{,}5$: $A = \left(1{,}88 - \frac{S_1}{d_н}\right)(\bar{s}+1)^2$;

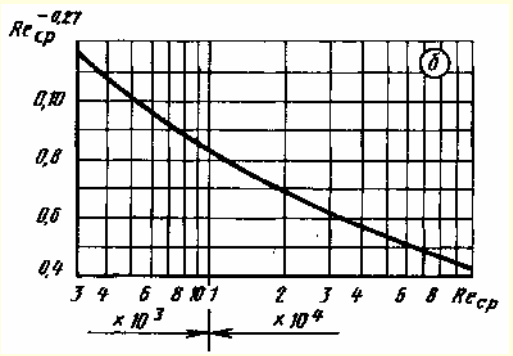
4) $1{,}44 \le \frac{S_1}{d_н} \le 3{,}0$ и $1{,}7 \le \bar{s} \le 6{,}5$: $A = 0{,}44(\bar{s}+1)^2$;

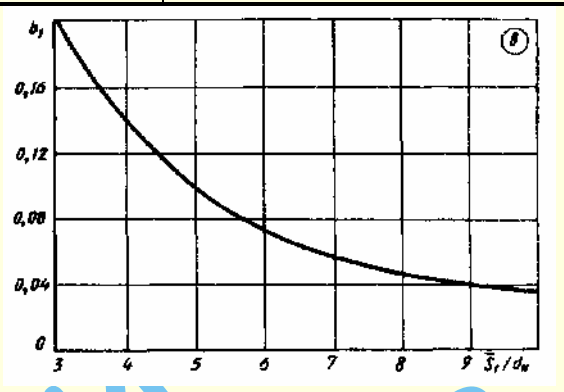
5) $3 < \frac{S_1}{d_н} < 10$ и $\bar{s} > 1{,}7$: $A = 1{,}83b_1$, где $b_1 = \left(\frac{S_1}{d_н}\right)^{-1{,}46}$ – см. график *в*.

Справочник по гидравлике

Продолжение

Пучок гладких труб (поперечный) расположенных в шахматном порядке; $3\cdot10^3 < \mathrm{Re}_{ср} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 10^5$ **[41, 409]**	**Диаграмма 1.8.5–28**





$\bar{s}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,7
a_1	2,02	1,84	1,48	1,15	0,86	0,59	0,25	0

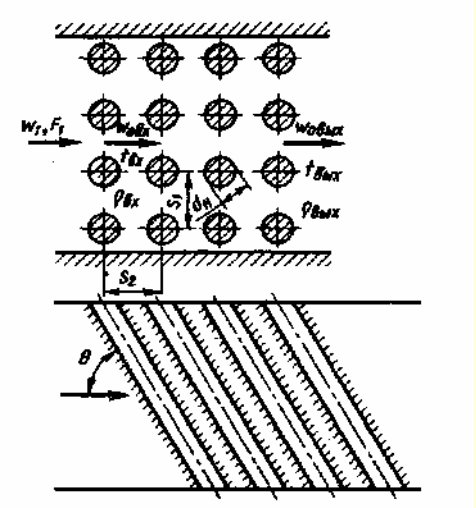
$\mathrm{Re}_{ср}$	$3\cdot10^3$	$4\cdot10^3$	$6\cdot10^3$	$8\cdot10^3$	10^4	$2\cdot10^4$	$4\cdot10^4$	$6\cdot10^4$	$8\cdot10^4$	10^5
$\mathrm{Re}_{ср}^{-0,27}$	0,117	0,106	0,095	0,089	0,083	0,069	0,057	0,051	0,047	0,045

$\frac{S_1}{d_н}$	3	4	5	6	7	8	9	10
b_1	0,204	0,131	0,098	0,074	0,058	0,048	0,040	0,035

$$\Delta\zeta_t = 2\frac{T_{вых}-T_{вх}}{T_{ср}};\ T_{ср} = \frac{T_{вх}+T_{вых}}{2};\ \rho_{ср} = \rho_0\frac{273}{T_{ср}};\ w_{0ср} = w_{0вх}\frac{T_{ср}}{T_{вх}};$$

$z_р$ – число поперечных рядов труб в пучке; ν – в зависимости от $T_{ср}$ см. параграф 1.1. Для загрязненных пучков $\zeta_{гр} = 1{,}3\zeta$.

Пучок гладких труб (поперечный) с коридорным расположением $3\cdot10^3 < \mathrm{Re}_{ср} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 10^5$ **[41, 409]**	**Диаграмма 1.8.10–29**



$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2/2} = \psi A \mathrm{Re}_{ср}^m z_р + \Delta\zeta_t;$$

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta\left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$$

1) $\frac{S_1}{d_н} \le \frac{S_2}{d_н}$ и $0{,}06 \le \bar{s}_1 \le 1{,}0$: $A = 1{,}8\left(\frac{S_1}{d_н}-1\right)^{-0,5}$;

$m = -0{,}2$; $\bar{s}_1 = \frac{S_1 - d_н}{S_2 - d_н}$; $\mathrm{Re}_{ср}^m$ см. график *а* при $\bar{s}_1 = 1{,}0$;

ψ см. ниже.

θ°	30	45	60	90
ψ	0,30	0,54	0,82	1,0

Справочник гидравлике

Продолжение

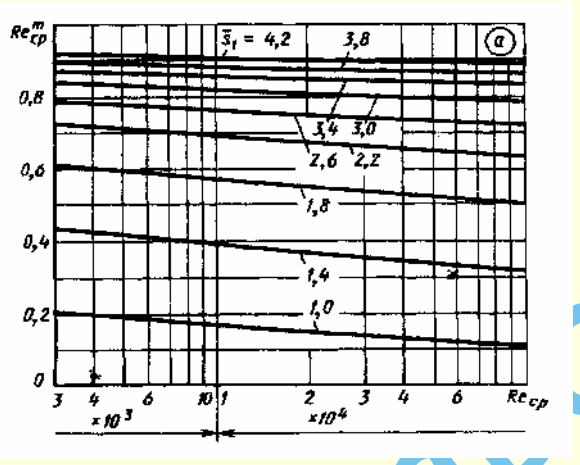
Пучок гладких труб (поперечный) с коридорным расположением $3\cdot10^3 < \mathrm{Re}_{ср} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 10^5$ **[41, 409]**	**Диаграмма 1.8.10–29**

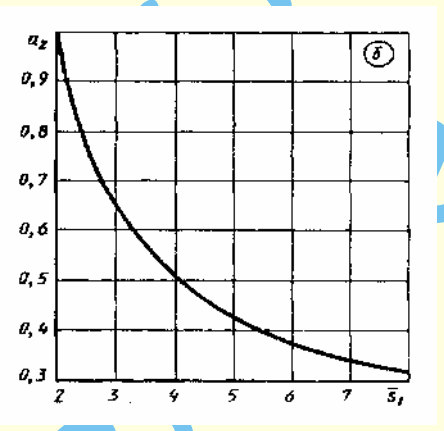
2) $\frac{S_1}{d_н} > \frac{S_2}{d_н}$ и $1{,}0 < \bar{s}_1 \le 8{,}0$: $A = 0{,}38 a_2 \left(\frac{S_1}{d_н} - 1\right)^{-0{,}5}$,

где $a_2 = (\bar{s} - 0{,}94)^{-0{,}59}$ см. график *б*;

$\mathrm{Re}_{ср}^m$ см. график *а*; $m = -\frac{0{,}2}{\bar{s}_1^2}$;

$8{,}0 \le \bar{s}_1 \le 15$: $A = 0{,}118\left(\frac{S_1}{d_н} - 1\right)^{-0{,}5}$; $m = 0$.





Значения $\mathrm{Re}_{ср}^m$

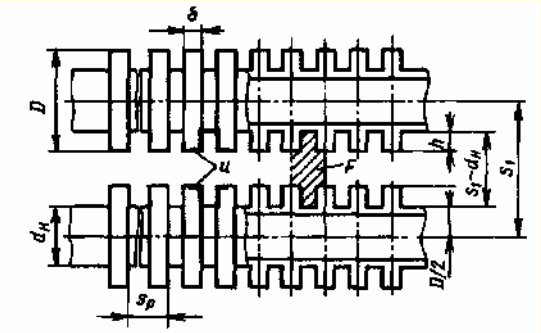
$\bar{s}_1$	$\mathrm{Re}_{ср}\cdot10^{-3}$								
	3	4	6	8	10	20	40	60	90
1,0	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10
1,4	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39	0,36	0,34	0,32	0,31
1,8	0,61	0,60	0,59	0,57	0,56	0,54	0,52	0,51	0,50
2,2	0,72	0,71	0,70	0,69	0,68	0,66	0,65	0,64	0,63
2,6	0,79	0,78	0,78	0,77	0,76	0,75	0,73	0,72	0,71
3,0	0,84	0,83	0,83	0,82	0,81	0,80	0,80	0,79	0,78
3,4	0,87	0,87	0,86	0,86	0,85	0,84	0,83	0,83	0,82
3,8	0,90	0,89	0,89	0,88	0,88	0,87	0,87	0,86	0,86
4,2	0,92	0,91	0,91	0,90	0,90	0,89	0,89	0,88	0,88

$\bar{s}_1$	1,0	2	3	4	5	6	7	8
a_2	5,26	0,97	0,65	0,52	0,43	0,38	0,34	0,32

$\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0ср}$, $z_р$, ν и $\zeta_{гр}$ – см. диаграмму 1.8.10–28

Справочник по гидравлике

Пучок труб (поперечный) с ребрами [41]	Диаграмма 1.8.10–30



$S_р = S_{рδ}$

1. Шахматное расположение труб при $\frac{l}{d_г} = 0{,}16 \div 6{,}55$

а) $2{,}2\cdot10^3 < \mathrm{Re}_l < 1{,}8\cdot10^5$:

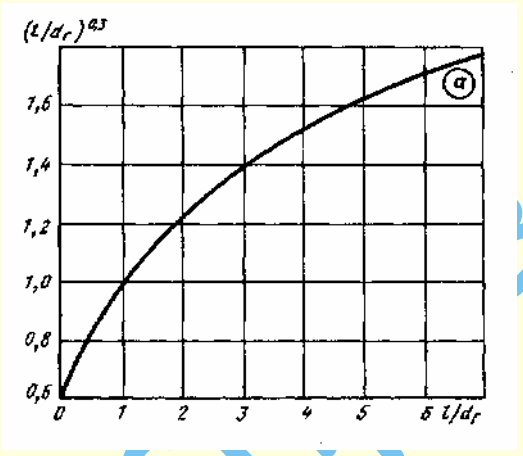
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2/2} = c_z c_s \,\mathrm{Re}_l^{-0{,}25}\left(z_р + 1\right) + \Delta\zeta_t;$$

$$\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta\left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2,$$

где c_z см. ниже

$z_р$	3	4	5	6
c_z	1,11	1,05	1,01	1,0
c'_z	1,30	1,14	1,05	1,0

$$c_s = 5{,}4\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0{,}3};$$



б) $\mathrm{Re}_l > 1{,}8\cdot10^5$:

$$\zeta = 0{,}26\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0{,}3} c_z\left(z_р + 1\right) + \Delta\zeta_t,$$

где $\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0{,}3}$ см. график *а*, $\mathrm{Re}_l = \frac{w_{0ср} l}{\nu}$ [l для труб с круглыми ребрами – см. формулу (1.333) и для труб с квадратными ребрами – см. формулы (1.335) и (1.336); $d_г$ – см. формулу (1.334)].

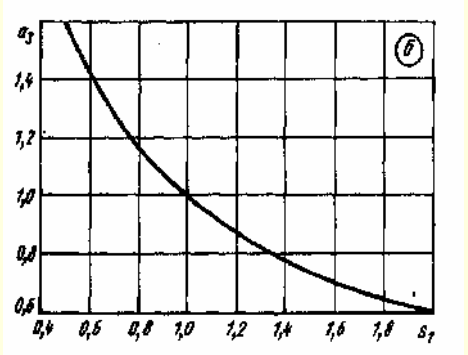
2. Коридорное расположение труб при $\frac{l}{d_г} = 0{,}9 \div 11{,}0$:

$\bar{s}_1 = \frac{S_1 - d_н}{S_2 - d_н}$; $\bar{s}_1 = 0{,}5 \div 2{,}0$ и $4{,}3\cdot10^3 < \mathrm{Re}_l < 1{,}6\cdot10^5$:

$$\zeta = c'_z c'_s \mathrm{Re}_l^{-0{,}08} z_р + \Delta\zeta_t,$$

где c'_z см. таблицу выше; $c'_s = 0{,}52\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0{,}3} a_3$, где $a_3 = \bar{s}_1^{-0{,}68}$ см. график *б*; $\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0ср}$, $z_р$, ν и $\zeta_{гр}$ см. диаграмму 1.8.10–28

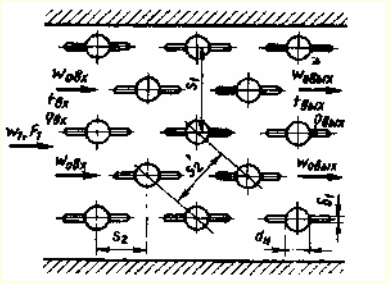
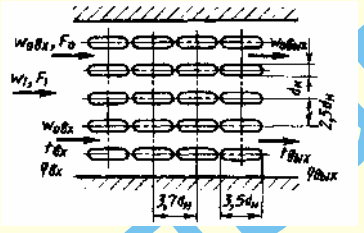
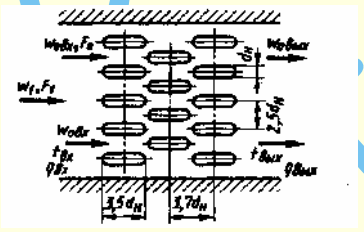
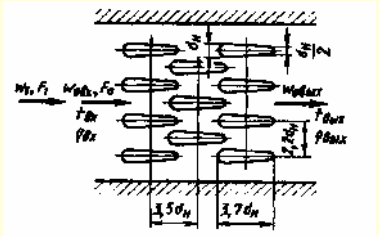
$\frac{l}{d_г}$	0,16	0,20	0,40	0,8	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	6,5
$\left(\frac{l}{d_г}\right)^{0,3}$	0,58	0,62	0,76	0,92	1,06	1,15	1,23	1,32	1,39	1,52	1,62	1,71	1,76



$\bar{s}_1$	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00
a_3	1,60	1,22	1,00	0,85	0,76	0,68	0,62

Справочник по гидравлике

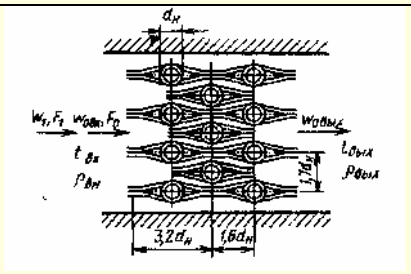
Пучки труб (поперечные) различной формы сечения [28]	**Диаграмма 1.8.10–31**

Трубы пучка, их расположение и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2/2};\ \zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho_1 w_1^2/2} = \zeta\left(\frac{\rho_1}{\rho_{ср}}\right)^2\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2;$
Продольно-ребристые (плавниковые), в шахматном порядке 	$\zeta = 1{,}2\zeta',$ где ζ' находят так же, как ζ, по диаграмме 1.8.10–28. Если ребра входят в зазор между трубами, то вместо $w_{0ср}$ принимают $w'_{0ср} = w_{0ср}\frac{S_1 - d_н}{S_1 - d_н - \delta'_1}$
Овальные, в коридорном порядке 	$10^4 < \mathrm{Re} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 3\cdot 10^4$ $\zeta = 0{,}059 z_р + 0{,}31 + \Delta\zeta_t$
Овальные, в шахматном порядке 	$10^4 < \mathrm{Re} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 3\cdot 10^4$ $\zeta = 0{,}20 z_р + 0{,}14 + \Delta\zeta_t$
Каплеобразные, в шахматном порядке 	$10^4 < \mathrm{Re} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 3\cdot 10^4$ $\zeta = 0{,}12 z_р - 0{,}016 + \Delta\zeta_t$
Типа «Элеско», в шахматном порядке	$10^4 < \mathrm{Re} = \frac{w_{0ср} d_н}{\nu} < 3\cdot 10^4$ $\zeta = 0{,}46 z_р + \Delta\zeta_t$

Справочник по гидравлике

Продолжение

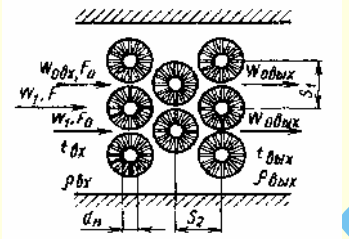
Пучки труб (поперечные) различной формы сечения [28]	**Диаграмма 1.8.10–31**

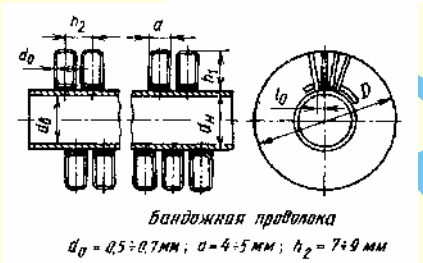


С проволочным оребрением

$\frac{S_1}{d_н} = 2{,}1 \div 3{,}0;\ \frac{S_2}{d_н} = 1{,}5 \div 2{,}5;\ \frac{l_0}{h_2} = 0{,}1 \div 0{,}3;$

$\frac{h_1}{h_2} = 0{,}8 \div 2{,}5;\ \frac{d_н}{h_2} = 1{,}4 \div 2{,}2$





а) $\mathrm{Re} = \frac{w_{0ср} h_2}{\nu} = 650 \div 6000$:

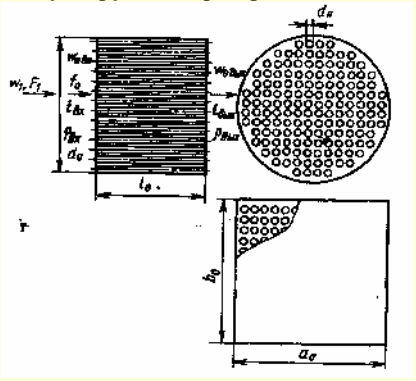
$$\zeta = 3{,}2 z_р \,\mathrm{Re}^{-0{,}24} \left(\frac{l_0}{h_2}\right)^{-0{,}365} \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{0{,}15} \left(\frac{d_н}{h_2}\right)^{0{,}1} + \Delta\zeta_t;$$

б) $\mathrm{Re} > 6000$:

$$\zeta = 0{,}28 z_р \left(\frac{l_0}{h_2}\right)^{-0{,}365} \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^{0{,}15} \left(\frac{d_н}{h_2}\right)^{0{,}1} + \Delta\zeta_t$$

$\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0ср}$, $z_р$, ν и $\zeta_{гр}$ см. диаграмму 1.8.10–28

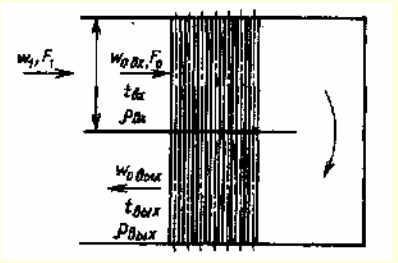
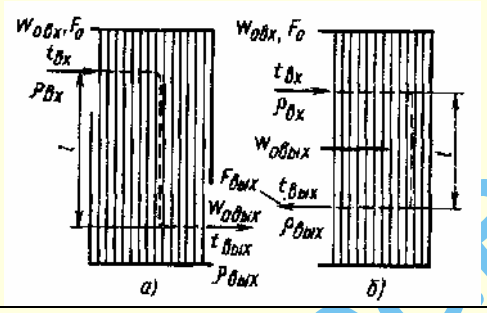
Теплообменники различные	**Диаграмма 1.8.10–32**

Теплообменник и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2 / 2}$
Кожухотрубный при продольном омывании труб  Кожухотрубный при протекании потока по трубам	$\zeta = \frac{\lambda_п l}{d_г} + \Delta\zeta_t$, где $\lambda_п$ см. диаграмму 1.7–9 $\zeta = 0{,}5\left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right) + \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 + \lambda \frac{l_0}{d_0} + \Delta\zeta_t$; λ – см. диаграммы 1.7–1 – 1.7–6

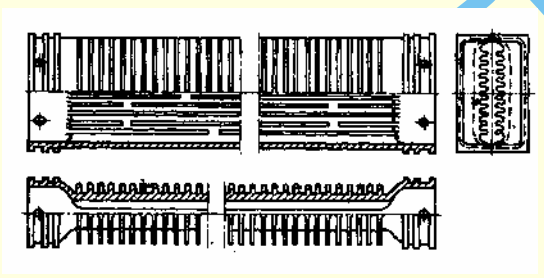
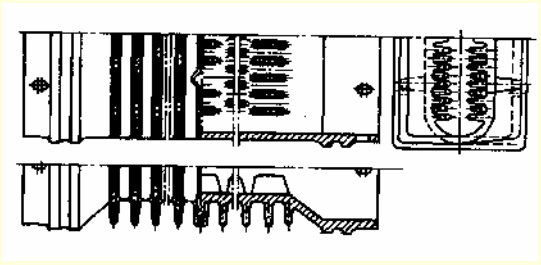
Справочник по гидравлике

Продолжение

Теплообменники различные	**Диаграмма 1.8.10–32**

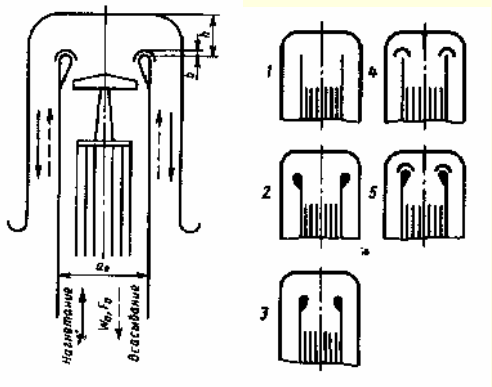
Теплообменник и схема	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2 / 2}$
Двухходовой с поперечно-омываемым пучком труб (поворот на 180°) 	$\zeta = \zeta_{180} + \zeta_{пуч} + \Delta\zeta_t$, где ζ_{180} находят, как ζ П-образного колена при $\dfrac{l_0}{b_0} = 0$, по диаграмме 1.8.4–13; $\zeta_{пуч}$ определяется, как ζ соответствующего пучка труб, по диаграммам 1.8.10–28 – 1.8.10–31
Со смешанным омыванием пучка труб (перемежающиеся участки поперечного и продольного омывания)  *а)* *б)*	$\zeta = \zeta_{пуч} + \zeta_{тр} + \Delta\zeta_t$, где для схемы *а* $\zeta_{пуч}$ находят, как ζ соответствующего пучка, на диаграммах 1.8.10–28 – 12–31, взятый только для половины рядов пучка труб каждого участка поперечного омывания; для схемы *б* $\zeta_{пуч}$ определяется, как ζ пучка, на тех же диаграммах, но для всех рядов труб, захваченных перегородкой, и для половины труб, выступающих из нее; $\zeta_{тр} = \dfrac{\lambda_п l}{d_г}$, где $\lambda_п$ см. диаграмму 1.7–9 (для продольных пучков); $\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0ср}$, ν см. диаграмму 1.8.10–28

Рекуператоры [378, 734]	**Диаграмма 1.8.10–33**

Характеристика	Коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho_{ср} w_{0ср}^2 / 2}$
Ребристые, чугунные ($d_г$ = 0,0425 м) 	1) По воздушной стороне (течение внутри труб): $\zeta = 1{,}06 + 0{,}04\dfrac{l_0}{d_г} + \Delta\zeta_t$; 2) по газовой стороне (внешнее обтекание труб): а) $\mathrm{Re} = \dfrac{w_{0ср} d_г}{\nu} < 10^4$: $\zeta = \left(1{,}2 + 1{,}16 z_р\right)\mathrm{Re}^{-0{,}12} + \Delta\zeta_t$; б) $\mathrm{Re} \geq 10^4$: $\zeta = 0{,}4 + 0{,}334 z_р + \Delta\zeta_t$. Для загрязненных труб $\zeta_{гр}$= (1,2 ÷ 1,3) ζ.
Ребристо-зубчатые 	1) По воздушной стороне (течение внутри труб): а) $\mathrm{Re} = \dfrac{w_{0ср} d_г}{\nu} < 10^4$: $\zeta = 1{,}06 + 0{,}77\dfrac{l_0}{d_г}\mathrm{Re}^{0{,}22} + \Delta\zeta_t$; б) $\mathrm{Re} \geq 10^4$: $\zeta = 1{,}06 + 0{,}10\dfrac{l_0}{d_г} + \Delta\zeta_t$; 2) по газовой стороне (внешнее обтекание труб): а) $\mathrm{Re} < 10^4$: $\zeta = \left(1{,}2 + 1{,}16 z_р\right)\mathrm{Re}^{-0{,}12} + \Delta\zeta_t$; б) $\mathrm{Re} \geq 10^4$: $\zeta = 0{,}4 + 0{,}334 z_р + \Delta\zeta_t$. Для загрязненных труб $\zeta_{гр} = (1{,}2 \div 1{,}3)\ \zeta$. $\Delta\zeta_t$, $T_{ср}$, $\rho_{ср}$, $w_{0ср}$, $z_р$ и ν см. диаграмму 1.8.10–28

Справочник по гидравлике

Нагревательная печь с поворотом потока на 180° в одной плоскости при наличии плоской рассечки и садки $\mathrm{Re} = \frac{w_0 a_t}{\nu} \geq 8 \cdot 10^5$ **[670]**	**Диаграмма 1.8.10–34**



Всасывание:

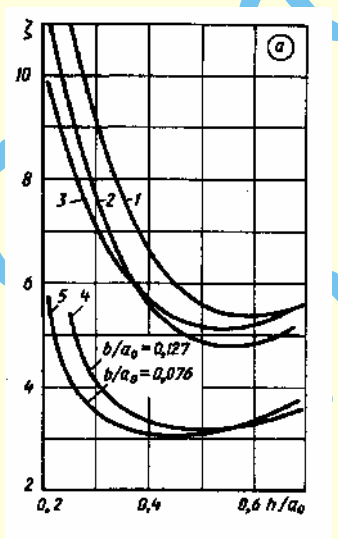
$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ см. график *а*;

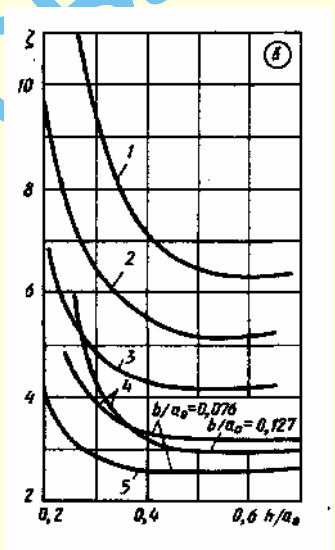
нагнетание:

$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2}$ см. график *б*

Значения ζ при всасывании

№ варианта	$\frac{h}{a_0}$										
	0,2	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	–	12,0	9,0	7,5	6,5	6,0	5,7	5,5	5,4	5,5	5,6
2	11,5	9,5	7,6	6,3	5,5	5,2	4,9	4,8	4,8	5,0	5,3
3	10,0	8,5	7,0	6,2	5,7	5,4	5,2	5,1	5,2	5,5	5,6
4	–	5,4	4,1	3,6	3,3	3,2	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6
5	5,8	4,2	3,5	3,2	3,1	3,1	3,1	3,2	3,4	3,5	3,7





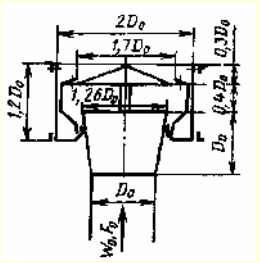
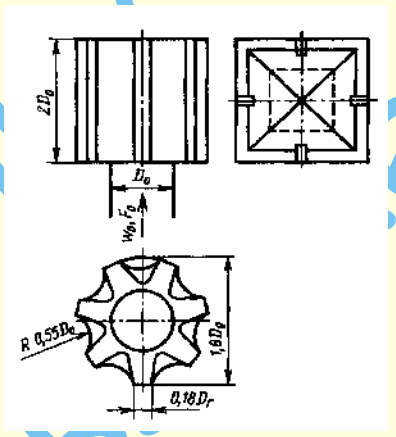
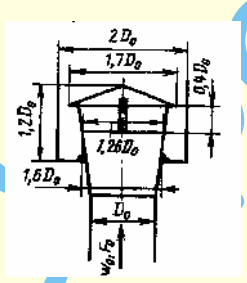
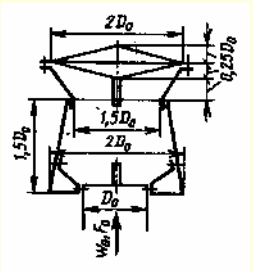
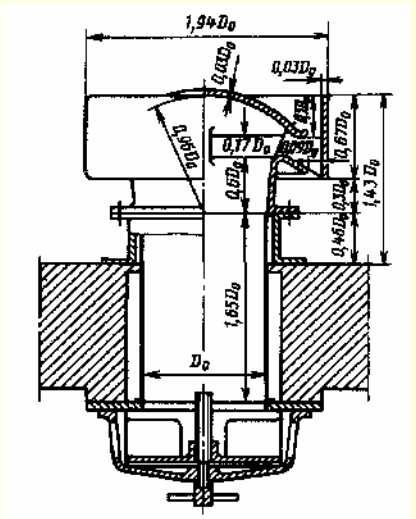
Значения ζ при нагнетании

№ варианта	$\frac{h}{a_0}$										
	0,2	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
1	–	11,5	9,3	8,0	7,2	6,7	6,5	6,4	6,3	6,4	6,4
2	9,8	7,2	6,5	5,8	5,5	5,3	5,2	5,2	5,2	5,3	5,4
3	7,0	5,5	4,9	4,5	4,3	4,2	4,2	4,2	4,2	4,3	4,4
4	–	4,7	3,9	3,5	3,4	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3
5	4,0	3,3	2,8	2,7	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6

Справочник по гидравлике

Продолжение

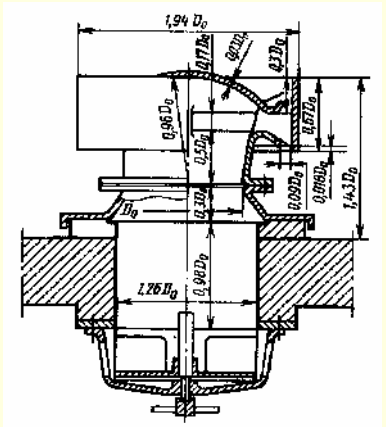
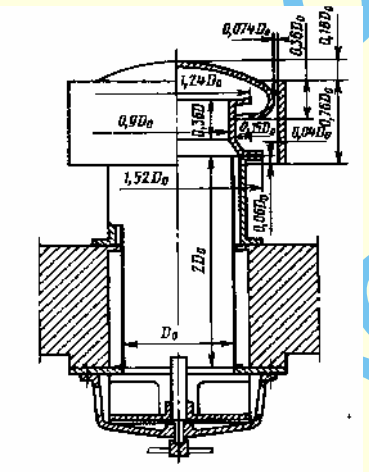
Дефлекторы [669, 672]	**Диаграмма 1.8.10–35**

Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$	Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
ЦАГИ, круглый, $\zeta = 0{,}64$ 	Шанар-Этуаль, $\zeta = 1{,}0$ 
ЦАГИ, квадратный; остроугольный, $\zeta = 0{,}7$ с цилиндрическим кожухом, $\zeta = 0{,}65$ 	
Григоровича, $\zeta = 1{,}04$ 	ЦАГИ, унифицированный для вагонов с переходным патрубком, $\zeta = 2{,}6$ (с крышкой) 

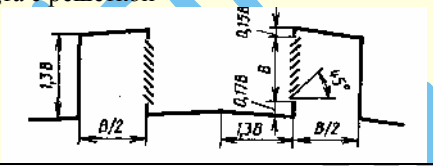
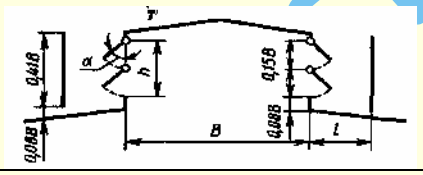
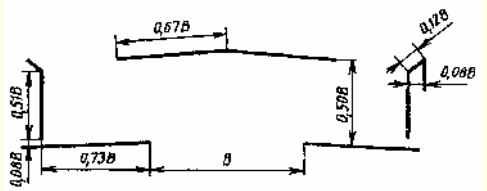
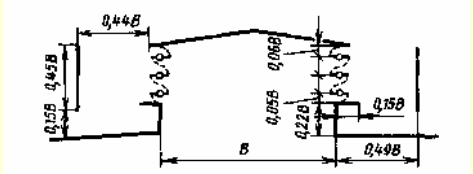
Справочник по гидравлике

Продолжение

Дефлекторы [669, 672]	**Диаграмма 1.8.10–35**

Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$	Тип дефлектора, схема и коэффициент сопротивления $\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
ЦАГИ, унифицированный, ζ = 1,4 (без крышки) для вагонов без переходного патрубка, ζ = 3,0 (с крышкой) 	Чеснокова, ζ = 10,6 (без крышки); ζ = 11,6 (с крышкой) 

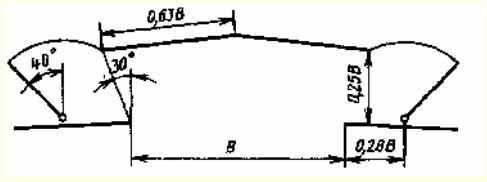
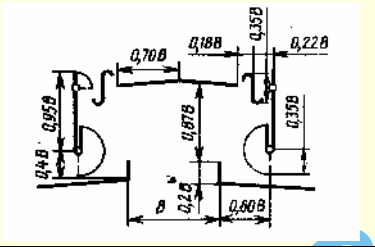
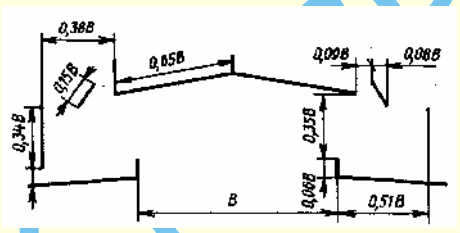
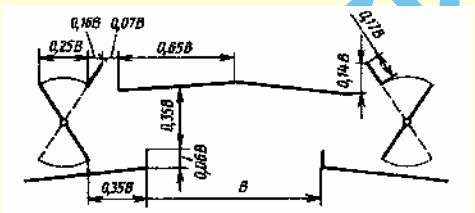
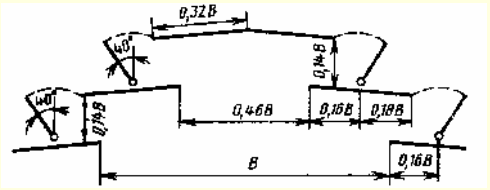
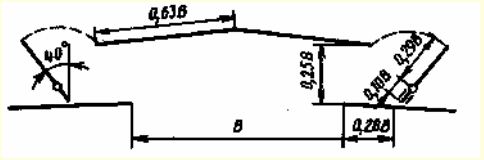
Фонари (аэрационные) различных типов [593]	**Диаграмма 1.8.10–36**

Тип фонаря и схема	α°	$\frac{l}{h}$	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Батурина-Брандта с решеткой 	45	1,3	6,5
То же со створками 	80	1,3	6,8
ЛД-4 	0	1,46	8,3
ЛЕН ПСП с двумя створками.	80	1,49	3,9
То же с тремя створками 	80	1,49	3,9

Справочно-информационное издание

Продолжение

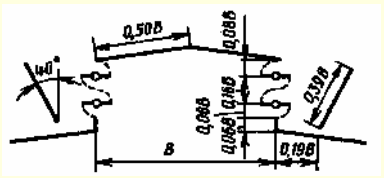
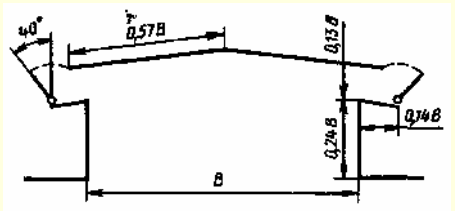
Фонари (аэрационные) различных типов [593]	**Диаграмма 1.8.10–36**

Тип фонаря и схема	α°	$\frac{l}{h}$	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
КТИС 	40	1,12	4,3
МИОТ-2	0	0,69	9,0
МИОТ-2а 	0	0,86	5,8
ПСК-1 	0	1,45	5,3
ПСК-2 – при летнем режиме	–	1,0	5,1
ПСК-2 – при зимнем режиме 	–	1,0	8,6
Двухъярусный 	40	1,12	4,2
Гипротиса 	40	1,12	4,6

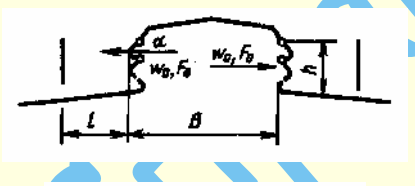
Справочник по гидравлике

Продолжение

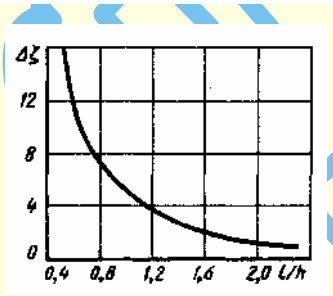
Фонари (аэрационные) различных типов [593]	**Диаграмма 1.8.10–36**

Тип фонаря и схема	α°	$\frac{l}{h}$	$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$
Рюкина–Ильинского 	40	0,58	4,3
Фонарь – здание 	40	1,12	3,3

Фонари с панелями (прямоугольные аэрационные) [665]	**Диаграмма 1.8.10–37**



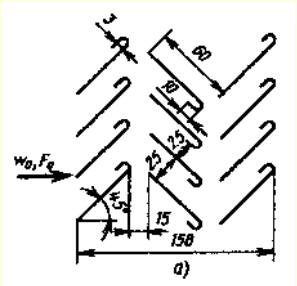
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = a + \Delta\zeta, \text{ где } a = f(\alpha);\ \Delta\zeta = \frac{3}{\left(\frac{l}{h}\right)^2} + \frac{2}{\frac{l}{h}} = f\left(\frac{l}{h}\right)$$

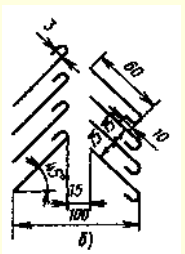


$\frac{l}{h}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	∞
Δζ	16	5,0	2,6	1,8	1,3	0,7

α°	35	45	55
a	8,25	5,25	3,15

Элиминаторы [639]	**Диаграмма 1.8.10–38**





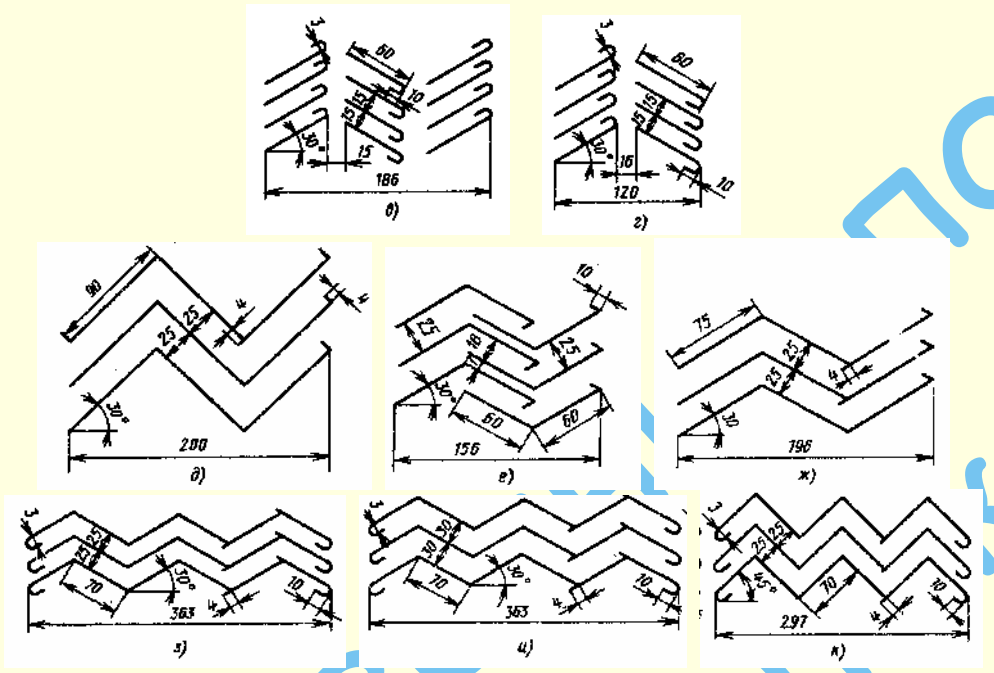
$$\zeta \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2},$$

где $w_0 = \frac{Q}{F_0}$, F_0 – живое сечение

Для ознакомительных целей гидравлике

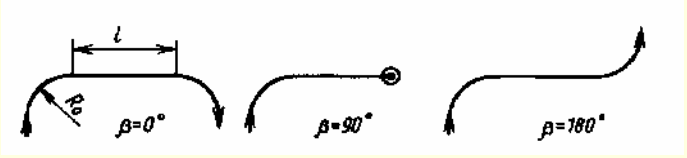
Продолжение

Элиминаторы [639]	**Диаграмма 1.8.10–38**



Тип элиминатора	Место установки элиминатора	ζ
а	После камеры	17,7
б	То же	9,40
	До камеры	7,30
в	После камеры	8,40
г	До камеры	3,40
д	После камеры	13,9
	До камеры	8,90
е	После камеры	10,7
ж	То же	8,00
	До камеры	5,50
з	После камеры	8,80
и	То же	9,60
к	То же	16,9

Взаимное влияние сочетания «отвод – отвод»; $Re > 10^4$ [106, 144, 146, 241, 341, 342, 632]	**Диаграмма 1.8.10–39**



$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi \sum \zeta = \psi\left(\zeta'_м + \zeta''_м\right),$$

где ζ_Σ – суммарный коэффициент сопротивления отводов данной системы (узла) при их совместной работе;

$\zeta'_м \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ и $\zeta''_м \equiv \dfrac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициенты сопротивления соответственно первого и второго отводов, приведенные к одной и той же скорости w_0 и определяемые по данным соответствующих диаграмм п. 1.8.4 для изолированных отводов;

$\psi \equiv \dfrac{\zeta_\Sigma}{\zeta_1 + \zeta_2}$ – степень взаимного влияния, см. таблицу:

Справочное пособие по гидравлике

Продолжение

Взаимное влияние сочетания «отвод – отвод»; Re>10⁴ [106, 144, 146, 241, 341, 342, 632]	**Диаграмма 1.8.10–39**

Значения ψ

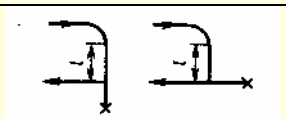
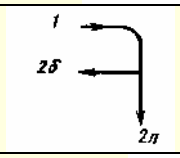
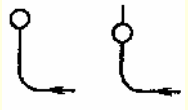
Относительный радиус закругления $\frac{R_0}{D_0}$	Отвод		Угол β° взаимной ориентации	Относительное расстояние $\frac{l}{D_0}$ между отводами			
	первый	второй		0 – 1	Св. 1 до 2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
	δ_1°	δ_2°					
1,0	90	90	180	0,80	0,80	0,75	0,80
	90	90	90	0,90	0,85	0,80	0,90
	90	90	0	0,60	0,65	0,70	0,80
	90	45	90	0,75	0,75	0,65	0,70
	45	90	90	0,95	0,95	0,80	0,70
	45	45	90	0,55	0,55	0,60	0,65
2,5	90	90	180	0,85	0,80	0,75	0,85
	90	90	90	0,85	0,80	0,75	0,85
	90	90	0	0,60	0,60	0,70	0,80
	60	60	180	0,85	0,85	0,85	0,90
	45	45	180	0,80	0,80	0,75	0,80
	45	90	90	0,95	0,95	0,90	0,85
	90	45	90	0,85	0,80	0,80	0,85

Взаимное влияние сочетаний «отвод – тройник» (отвод δ = 90°, $\frac{R_0}{D_0}$ = 2, 3; тройник α = 90°); $\frac{R_0}{D_0}$ = 2,3; Re>10⁴ [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–40**

$$\zeta_\Sigma \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi\left(\zeta_м + \zeta_2'\right),$$

где $\zeta_м \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициент сопротивления отвода, определяемый по соответствующей диаграмме параграфа 1.8.4 для изолированного отвода; $\zeta_2' \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \zeta_{2.с}\left(\frac{w_с}{w_0}\right)^2$ – коэффициент сопротивления соответствующего ответвления тройника (прохода или бокового ответвления), приведенный к скорости w_0; $\zeta_{2.с}$ – коэффициент сопротивления соответствующего ответвления тройника, определяемый по соответствующей диаграмме п. 1.8.5 для изолированного тройника ($\zeta_{2.с} = \zeta_{с.б}$ или $\zeta_{2.с} = \zeta_{с.п}$), ψ – см. таблицу; β – угол взаимной ориентации соседних элементов

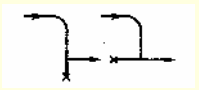
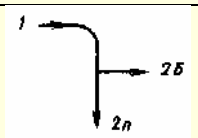
Значения ψ

β°	Тип сечения и взаимная ориентация		$\frac{l}{D_0}$			
			0 – 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 10	Св. 10 до 20
			0,75	0,80	0,82	0,95
0° 90°		1 – 2б 1 – 2п	0,87 0,20	0,88 0,40	0,90 0,70	0,95 0,95
90°			0,92	0,93	0,97	1,0

Справочник по гидравлике

Продолжение

Взаимное влияние сочетаний «отвод – тройник» (отвод δ = 90°, $\frac{R_0}{D_0}$ = 2, 3; тройник α = 90°); $\frac{R_0}{D_0}$ = 2,3; Re > 10^4 [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–40**

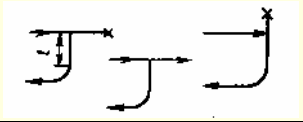
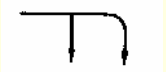
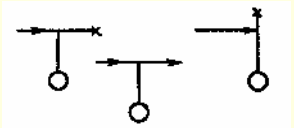
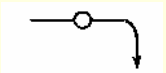
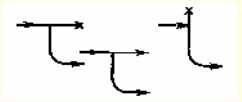
β°	Тип сочетания и взаимная ориентация		$\frac{l}{D_0}$			
			0 – 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 10	Св. 10 до 20
180°			0,97	10,97	0,98	1,0
180°		1 – 2б	0,93	0,93	0,93	0,97
		1 – 2п	0,90	0,90	0,90	1,0
2б; 2п; 1 – 2б; 1– 2п – см. диаграмму 1.8.10–42						

Взаимное влияние сочетания «тройник – отвод» (отвод δ = 90°, $\frac{R_0}{D_0}$ = 2, 3; тройник α = 90°); Re > 10^4 [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–41**

$$\zeta_{\Sigma} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = \psi\left(\zeta_{1.c} + \zeta'_{м}\right),$$

где $\zeta_{1.c} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$ – коэффициент сопротивления прохода или бокового ответвления тройника, приведенный к скорости w_c и определяемый по соответствующим диаграммам параграфа 1.8.5 для изолированного тройника; $\zeta'_{м} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2}$ – коэффициент сопротивления отвода, приведенный к скорости w_c [$\zeta'_{м} = \zeta_{м}\left(\frac{w_0}{w_c}\right)^2$, где $\zeta_{м} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициент сопротивления отвода, определяемый по соответствующей диаграмме параграфа 1.8.4 для изолированного отвода]; β – угол взаимной ориентации соседних элементов; ψ – см. таблицу

Значения ψ

β°	Тип сочетания и взаимная ориентация	$\frac{l}{D_0}$			
		0 – 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 10	Св. 10 до 20
0°		0,90	0,93	0,95	0,97
		1,40	1,25	1,10	1,0
90°		0,95	0,95	0,95	0,97
		0,97	1,00	1,00	1,00
180°		1,05	1,03	0,97	1,0

Справочник по гидравлике

Продолжение

Взаимное влияние сочетания «тройник – отвод» (отвод δ = 90°, $\frac{R_0}{D_0}$ = 2, 3; тройник α = 90°); Re > 10^4 [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–41**

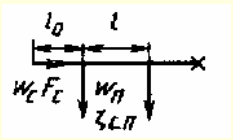
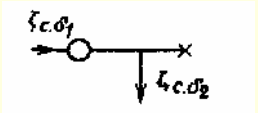
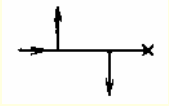
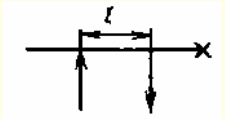
β°	Тип сочетания и взаимная ориентация	$\frac{l}{D_0}$			
		0 – 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 10	Св. 10 до 20
180°		0,60	0,80	0,90	1,0

Взаимное влияние сочетаний «тройник – тройник» (тройники δ = 90°) при $\frac{l_0}{D_c} > 6$; Re > 10^4 [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–42**

$$\zeta_{\Sigma} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c^2/2} = \psi\left(\zeta_{с.п} + \zeta'_{2.с}\right),$$

где $\zeta_{с.п} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c'^2}$ – коэффициент сопротивления прохода тройника (участок между первым и вторым боковым ответвлением), определяемый по соответствующей диаграмме параграфа 1.8.5 для изолированного тройника; $\zeta'_{2.с} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c'^2} = \zeta_{2.с}\left(\frac{w_c}{w'_c}\right)^2$ – коэффициент сопротивления второго тройника, приведенный к скорости w'_c; $\zeta_{2.с} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_c'^2/2}$ – коэффициент сопротивления соответствующего ответвления (прохода или бокового ответвления) тройника, определяемый по диаграммам параграфа 1.8.5 для изолированного тройника ($\zeta_{2.с} = \zeta_{с.б}$ или $\zeta_{2.с} = \zeta_{с.п}$); β – угол взаимной ориентации соседних элементов; ψ – см. таблицу

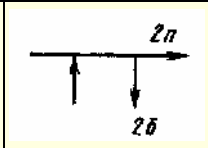
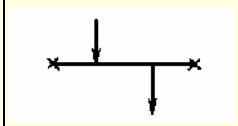
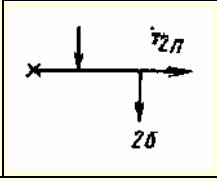
Значения ψ

β°	Тип сочетания и взаимная ориентация боковых ответвлений	$\frac{l}{D_0}$				
		0 – 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 20
0°	Раздающий коллектор 	1,45	1,3	1,2	1,10	0,95
90°		1,15	1,0	0,97	0,95	0,95
180°		0,70	0,67	0,75	0,85	0,95
0°	Смешанный коллектор 	0,80	0,87	0,95	1,0	1,0

Справочник по гидравлике

Продолжение

Взаимное влияние сочетаний «тройник–тройник» (тройники δ = 90°) при $\frac{l_0}{D_c} > 6$; Re > 10^4 [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–42**

β°	Тип сочетания и взаимная ориентация боковых ответвлений		$\frac{l}{D_0}$				
			0 – 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 20
0°		1 – 2б	1,07	1,03	1,0	1,0	1,0
		1 – 2п	0,50	0,70	0,90	1,0	1,0
90°			1,15	1,07	1,03	1,0	1,0
180°			1,30	1,17	1,05	1,0	1,0
		1 – 2б	1,30	1,17	1,07	1,03	1,0
		1 – 2п	1,45	1,25	1,05	1,0	1,0

2б – боковое ответвление второго тройника; 2п – проход второго тройника; 1 – 2б – участок от первого элемента до второго тройника; 1 – 2п – участок от первого элемента до прохода второго тройника.

Взаимное влияние сочетаний «сборный тройник – коллектор», «отвод – коллектор» (δ = 90°); Re > 10^4 [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–43**

$$\zeta_{\Sigma} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi\left(\zeta_1 + \zeta_{2.\text{п}} + \zeta'_{3.\text{б}}\right),$$

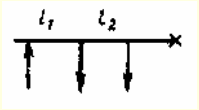
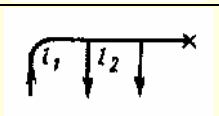
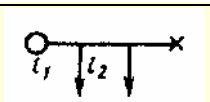
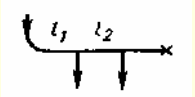
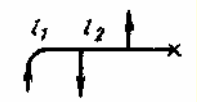
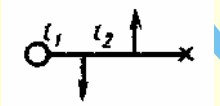
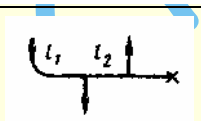
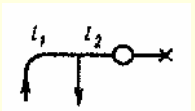
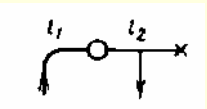
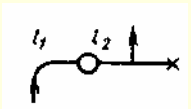
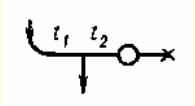
где $\zeta_1 \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициент сопротивления первого элемента, приведенный к скорости w_0, определяемый по диаграмме соответствующего раздела для изолированного элемента; $\zeta_{2.\text{п}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициент сопротивления второго участка прохода, приведенный к скорости w_0 [$\zeta_{2.\text{п}} = \zeta_{\text{с.п}}\left(\frac{w_\text{с}}{w_0}\right)^2$, где $\zeta_{\text{с.п}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_\text{с}^2/2}$ – коэффициент сопротивления прохода тройника, определяемый по соответствующей диаграмме параграфа 1.8.5 для изолированного тройника]; $\zeta'_{3.\text{б}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициент сопротивления второго бокового ответвления тройника (коллектора), приведенный к скорости w_0 [$\zeta'_{3.\text{б}} = \zeta_{\text{с.б}}\left(\frac{w_\text{с}}{w_0}\right)^2$, где $\zeta_{\text{с.б}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_\text{с}^2/2}$ – коэффициент сопротивления бокового ответвления, определяемый по соответствующей диаграмме 1.8.5 для изолированного тройника]; β – угол взаимной ориентации соседних элементов; ψ – см. таблицу

Справочник по гидравлике

Продолжение

Взаимное влияние сочетаний «сборный тройник – коллектор», «отвод – коллектор» ($\alpha = 90°$); $Re > 10^4$ [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	**Диаграмма 1.8.10–43**

Значения ψ

Тип сочетаний и взаимная ориентация элементов			$\frac{l_1}{D_0}$					
β_1°	Схема	β_2°	0 – 2	Св. 2 до 4	Св. 4 до 6	Св. 6 до 8	Св. 8 до 10	Св.10 до 12
0°		0°	0,50	0,70	1,0	1,15	–	–
0°		0°	0,50	0,70	0,95	1,20	1,40	1,55
90°		0°	0,72	0,80	1,0	1,25	1,45	1,60
180°		0°	1,05	1,15	1,25	1,40	1,60	1,70
0°		180°	0,60	0,85	0,93	0,95	1,00	1,07
90°		180°	0,90	0,95	0,95	1,05	1,10	1,15
180°		180°	1,05	0,95	1,00	1,03	1,10	1,20
0°		90°	0,65	0,87	1,07	1,20	1,35	1,45
90°		90°	0,75	0,80	0,90	1,05	1,20	1,30
90°		90°	0,80	0,85	1,00	1,12	1,25	1,35
180°		90°	1,0	0,98	1,11	1,25	1,40	1,5

Изменение расстояния $\frac{l_2}{D_0}$ между боковыми ответвлениями раздающего коллектора в пределах $(1 \div 10)D_c$ практически не влияет на коэффициент ψ.

Справочник по гидравлике

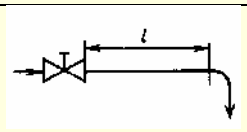
Взаимное влияние сочетания «фасонная часть – арматура»; Re > 10^4 [106, 144, 146, 241, 292, 356, 632]	Диаграмма 1.8.10–44

$$\zeta_{\Sigma} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2} = \psi\left(\zeta'_{\text{м}} + \zeta''_{\text{м}}\right),$$

где $\zeta'_{\text{м}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – коэффициент сопротивления фасонной части (тройника, отвода), определяемый по диаграммам соответствующих разделов для изолированных фасонных частей; $\zeta''_{\text{м}} \equiv \frac{\Delta p}{\rho w_0^2/2}$ – то же для арматуры, определяемый по соответствующим диаграммам девятого раздела для изолированной арматуры и приведенный к скорости w_0; ψ – степень взаимного влияния, см. таблицы.

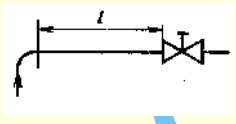
1. Сочетание «отвод – арматура» при всех возможных ориентациях

Значения ψ

Схема	Сочетание	Относительное расстояние между отводами и арматурой $\frac{l}{D_0}$		
		0 – 2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
	Отвод – клапан проходной	0,90	0,93	0,96
	Отвод – клапан угловой	1,06	1,04	1,02
	Отвод – клинкерная задвижка	1,20	1,10	1,05

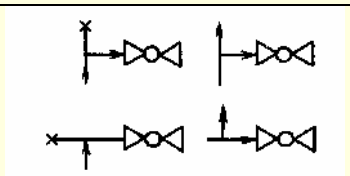
2. Сочетание «арматура – отвод» при всех возможных ориентациях

Значения ψ

Схема	Сочетание	Относительное расстояние между арматурой и отводом $\frac{l}{D_0}$			
		0 – 1	Св. 1 до 2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
	Клапан проходной – отвод	0,97	0,97	0,98	0,98
	Клапан угловой – отвод	0,95	0,96	0,97	0,98
	Клинкерная задвижка – отвод	1,10	1,08	1,05	1,02

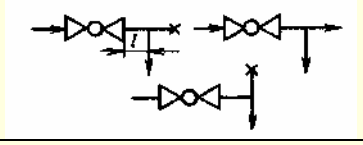
3. Сочетание «тройник – арматура»

Значения ψ

Тип сочетания	Относительное расстояние между арматурой и пересечением осей тройника $\frac{l}{D_0}$		
	0 – 2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 10
	0,94	0,96	0,98

4. Сочетание «клапан – тройник»

Значения ψ

Тип сочетания	Относительное расстояние между арматурой и пересечением осей тройника $\frac{l}{D_0}$		
	0 – 2	Св. 2 до 6	Св. 6 до 7
	0,98	0,99	1,0

Справочник по гидравлике

Основные условные обозначения к п. 1.9

Наименование величины	Обозначение	Размерность величины в системе СИ
Высота ребра	$h_р$	м
Гидравлический диаметр развитой поверхности теплообмена $\left(D_г = 4f_c \cdot L / S_0\right)$	$D_г = 4R_г = 4r_г$	м
Гидравлический радиус	$R_г, r_г$	м
Диаметр круглого ребра наружный	d_0	м
Диаметр стержня в решетчатой насадочной поверхности	d	м
Длина поперечного шага в трубном пучке	σ_1	м
Длина поперечного шага в трубном пучке (трубы с круглыми ребрами)	s_1	м
Длина продольного (в направлении движения) шага в трубном пучке	σ_2	м
Длина продольного шага в трубном пучке (трубы с круглыми ребрами)	S_2	м
Длина ребра (размер в направлении движения жидкости)	$l_р$	м
Значение среднего коэффициента гидравлического сопротивления (фактора трения) по длине поверхности	$f = \frac{\zeta}{4}$	–
Коэффициент теплоотдачи	α	Дж/м^2 · с · К
Коэффициент теплопроводности теплоносителя (жидкости, газа)	λ	Дж/м · с · К
Относительная погрешность определения параметра подобия	$\varepsilon(\varepsilon_{Re}, \varepsilon_f, \varepsilon_{st}, \varepsilon_{pr}, ...)$	–
Относительный поперечный шаг для решетчатой насадочной поверхности	x_t	–
Отношение минимальной площади свободного сечения к полному (фронтальному) сечению теплообменника $f_c / f_{фр}$	σ	–
Отношение поверхности теплообмена на одной стороне пластинчато-ребристого теплообменника к объему между пластинами на этой же стороне	β	м^2/м^3
Отношение полной поверхности теплообмена на одной стороне теплообменника к общему объему этого теплообменника; для насадочных поверхностей $\psi = S_0 / \left(f_{фр} \cdot l\right)$ для каждой из сторон или обеих сторон	ψ	м^2/м^3
Отношение площади поверхности ребер к площади внутренней поверхности стенок канала	γ_s	–

Справочник по гидравлике

Наименование величины	Обозначение	Размерность величины в системе СИ
Отношение площади поверхности ребер к площади полной поверхности теплообмена (теплоотдачи)	χ	–
Площадь минимального свободного сечения	f_c	м^2
Площадь поверхности стенки канала, на которую приходится одно ребро	$S^1_{с.кн}$	м^2
Площадь полного поперечного сечения теплообменника	$f_{фр}$	м^2
Площадь полной поверхности теплопередачи одной стороны теплообменника	S_0	м^2
Полная рабочая длина поверхности теплообмена	L, l	м
Пористость насадочного материала	ε'	–
Расстояние между разделительными пластинами пластинчато-ребристых поверхностей	b	м
Расстояние между ребрами в поперечном ряду	b	м
Расстояние между ребрами в продольном ряду	Δl_x	м
Расстояние между стенками плоского канала	h	м
Расход теплоносителя (жидкости, газа) массовый	m	кг/с
Толщина ребра	$\delta, \delta_р$	м
Число Прандтля	Pr	–
Число продольных и поперечных рядов ребер соответственно	θ_x, θ_ζ	–
Число ребер	$\theta_р$	–
Число ребер, приходящихся на 1 м ширины пакета	$\theta^1_р$	1/м
Число Стантона (безразмерный коэффициент теплоотдачи)	St	–

Условные обозначения развитых поверхностей теплообмена:

ВР – пластинчато-ребристые поверхности, образованные волнистыми ребрами;
ГлР – пластинчато-ребристые поверхности, образованные гладкими ребрами;
ЖР – пластинчато-ребристые поверхности, образованные жалюзийными ребрами;
К – коридорное расположение труб в пучке;
ККР – пучок оребренных труб, круглые трубы, круглые ребра;
КСР – пучок оребренных труб, круглые трубы, сплошные ребра;
ПлПжТ – трубы, пережатые на отдельных участках;
ПлР — пластинчато-ребристые поверхности, образованные короткими пластинчатыми ребрами;
ПлСР – пучок оребренных труб, плоские трубы, сплошные ребра;
ПлТ – плоские овальные трубы;
ПТ – прямые трубы;
ПфР – пластинчато-ребристые поверхности, образованные перфорированными ребрами;
РешК – решетчатые насадочные поверхности с «коридорным» расположением стержней;
СтР – поверхности, образованные стерженьковыми ребрами;
Сф – насадочные поверхности со сферической насадкой;
Ш – шахматное расположение труб в пучке.

Справочник по гидравлике

1.9. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ И ГАЗА ЧЕРЕЗ РАЗВИТЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

1.9.1. Представление данных о гидравлическом сопротивлении

В течение многих лет точные данные, характеризующие гидравлическое сопротивление и теплопередачу, приемлемые для расчета теплообменников, были известны лишь для случая течения через пучки круглых труб и для внешнего обтекания пучков таких труб. Необходимость в малогабаритных и легких теплообменниках для самых разнообразных средств передвижения – от автомобиля до летательного аппарата, а также для других разнообразных областей применения привела к разработке множества поверхностей теплообмена, которые отличаются значительно большей компактностью, чем любые практически возможные теплообменники с круглыми трубками.

Кроме того, характеристики многих таких поверхностей отличаются в лучшую сторону от характеристик поверхностей, образованных трубами круглого сечения. Однако отсутствие основных данных для расчета гидравлического сопротивления и теплопередачи, а также отсутствие точных представлений о механизме протекающих процессов в течение длительного периода ограничивали использование таких поверхностей в теплообменниках.

В задачу расчета теплообменника входит определение, помимо других параметров, мощности источника механической энергии, расходуемой на преодоление сопротивления движению жидкости через теплообменную поверхность.

Для теплообменников, работающих на жидкостях большой плотности, затраты энергии на преодоление сил трения обычно малы по сравнению с тепловыми нагрузками поверхности, вследствие чего влияние затрат мощности на преодоление трения редко является определяющим. Однако в теплообменниках, работающих на газах, затраты механической энергии на преодоление сопротивления трения и вихревого сопротивления легко могут достигнуть величины, близкой к количеству энергии, передаваемой в виде тепла.

В связи с этим следует отметить, что в большинстве тепловых систем механическая энергия стоит в 4–10 раз дороже, чем эквивалентное ей количество тепла.

Известно, что для большинства геометрических форм каналов, которые могут быть использованы при компоновке поверхности теплообменника, тепловая нагрузка на единицу поверхности может быть увеличена путем увеличения скорости жидкости и что изменение этой нагрузки пропорционально изменению скорости в степени несколько меньшей, чем единица [437].

Затраты энергии на преодоление сопротивления движению жидкости также возрастают с увеличением скорости потока, но они изменяются пропорционально кубу или по крайней мере квадрату скорости, но никак не меньше [306]. Это и есть та характерная особенность взаимной зависимости параметров, которая позволяет принимать в расчет именно эти два показателя – тепловую нагрузку и потерю напора на преодоление сопротивления движению.

Если в каком-то конкретном случае есть основание считать, что затраты энергии на преодоление сопротивления окажутся большими, то можно уменьшить скорость потока. Это повлечет за собой уменьшение тепловой нагрузки, но, в соответствии с приведенными выше соображениями, падение тепловой нагрузки будет значительно меньше, чем снижение сопротивления движению. Падение тепловой нагрузки может быть затем компенсировано увеличением поверхности теплообмена (например, увеличением длины трубок), что в свою очередь также приведет к увеличению затрат энергии на преодоление сил сопротивления движению, но только в той пропорции, в какой увеличена поверхность теплообмена.

В газовых теплообменниках ограничения, связанные с затратами энергии на преодоление сопротивления, обычно вынуждают выбирать сравнительно низкие скорости газа, что вместе с плохой теплопроводностью газов (малой по сравнению с теплопроводностью большинства жидкостей) приводит к низким тепловым нагрузкам на единицу поверхности.

Таким образом, большие поверхности теплообмена являются типичной характеристикой газовых теплообменников.

Для газо-газовых теплообменников могут потребоваться в десятки раз большие поверхности теплообмена по сравнению с конденсаторами, испарителями или теплообменниками типа «жидкость – жидкость» при сравнимых общих тепловых нагрузках и затратах энергии на перемещение теплоносителей. Например, регенератор газотурбинной установки, если он достаточно эффективен, требует в несколько раз большей поверхности теплообмена по сравнению с суммарной поверхностью котла и конденсатора в паротурбинной установке такой же мощности.

Поэтому разработаны развитые теплообменные поверхности для газовых теплообменников, характеризующихся большим отношением площади к объему. Такие поверхности и называются компактными поверхностями теплообмена. На рис. 1.204 представлено несколько типичных конструкций компактных теплообменных поверхностей.

Простейшей и наиболее распространенной конструкцией поверхности для теплообменника с двумя теплоносителями является пучок круглых трубок, показанный на рис. 1.204*а*.

Эта конструкция уже давно применялась и для жидкостей большой плотности и для газов, однако имеется лишь единственный способ увеличения компактности, заключающийся в уменьшении диаметра трубок. Трудности изготовления и высокая стоимость накладывают серьезные ограничения на такое решение, и поэтому крупные теплообменники с трубками диаметром менее 6,3 мм встречаются редко.

Эффективный способ увеличения компактности состоит в использовании вторичных поверхностей, или ребер, со стороны одной или обеих жидкостей. На рис. 1.204*б* показана поверхность из оребренных труб, которая образована с помощью круглых ребер, укрепленных на наружной поверхности круглых труб.

Такая поверхность часто используется в теплообменниках «газ–жидкость», в которых при оптимальной конструкции поверхность со стороны газа должна быть максимальной.

Справочник по гидравлике.

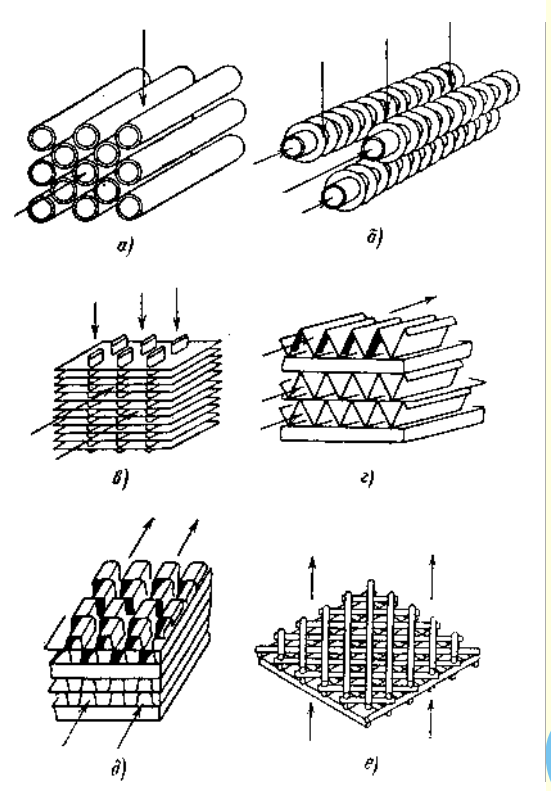


Рис. 1.204. Некоторые характерные примеры компактных поверхностей теплообмена

Другой широко известный вариант конструкции с оребренными трубками (пучок трубок со сплошными ребрами) показан на рис. 1.204*в*.

В компактных теплообменниках «газ–газ» необходимо иметь сильно развитую поверхность со стороны обоих теплоносителей. Способ достижения этой цели проиллюстрирован на примере пластинчато-ребристых конструкций на рис. 1.204*г,д*. Теплообменник напоминает пакет из плоских пластин, между которыми находятся соединяющие их ребра. Оба теплоносителя движутся между чередующимися парами пластин, причем течение теплоносителей может быть противоточным или перекрестным, что расширяет возможности применения данной конструкции.

На рис. 1.204*д* показан вариант теплообменной поверхности, у которой ребра могут быть прерывистыми, а не сплошными, что изменяет их основные гидравлические и тепловые характеристики.

В теплообменниках периодического действия энергия передается конвекцией и аккумулируется в насадке, от которой затем передается другой жидкости. На рис. 1.204*е* показана одна из таких компактных насадок, которая может быть изготовлена из рядов сплошных стержней или проволочных сеток и образует насадочную поверхность теплообмена.

Следует подчеркнуть, что выбор конфигурации поверхности для конкретного теплообменника не является простым, так как приходится учитывать много дополнительных соображений. При прочих равных условиях теплообменники, спроектированные для идентичных тепловых характеристик и потерь напора, могут иметь совершенно различные объемы и массу. Однако меньшая по размеру и наиболее легкая конструкция может иметь значительно большее полное поперечное сечение (фронтальное), что не всегда желательно.

Поверхность, основной характеристикой которой является высокое отношение теплового потока к затрате энергии на преодоление сопротивления движению жидкости, называется высокоэффективной поверхностью.

Следует отметить, что компактность сама по себе является залогом высокой эффективности теплообменной поверхности. Сечения каналов компактной поверхности малы, а коэффициент теплоотдачи α изменяется пропорционально гидравлическому диаметру канала в отрицательной степени [437]. Таким образом, в самой природе компактных поверхностей заложены свойства, обусловливающие высокий коэффициент теплоотдачи. Компактная поверхность остается эффективной, несмотря на то, что малый гидравлический диаметр отрицательно влияет на величину затрат энергии на преодоление сопротивления движению.

На высокую эффективность теплообменной поверхности влияет не только малый диаметр каналов, но и любая модификация геометрии поверхности, ведущая к более высокому коэффициенту теплоотдачи для данной скорости потока.

Один из наиболее широко используемых способов увеличения коэффициента теплоотдачи состоит в применении прерывистых поверхностей с таким расчетом, чтобы уменьшить толщину пограничного слоя у этих поверхностей (рис. 1.204*д*). Прерывистые поверхности особенно удобны для обработки. Придание поверхности прерывистости увеличивает фактор трения, однако небольшое увеличение интенсивности теплоотдачи может возместить значительное увеличение фактора трения, поскольку скорость потока может быть при этом уменьшена, а потери энергии на преодоление трения изменятся пропорционально кубу скорости [306].

Другие методы достижения высокой эффективности с помощью изменения геометрии канала включают использование криволинейных или волнистых (рифленых) поверхностей, на которых происходит отрыв пограничного слоя. Пучок труб, в котором поток жидкости перпендикулярен оси трубы, является высокоэффективной поверхностью, так как на каждой отдельной трубе образуется новый пограничный слой, и коэффициент теплоотдачи в этом случае намного выше, чем при течении жидкости с той же скоростью внутри труб. Для увеличения теплоотдачи часто применяют различные типы вставок (турбулизаторов), но такой метод не является столь эффективным, как разрыв и уменьшение толщины пограничного слоя непосредственно на поверхности теплообмена.

Компактные высокоэффективные поверхности теплообмена могут иметь множество разнообразных геометрических форм, и во многих случаях наиболее приемлемыми являются те, которые имеют очень сложную геометрическую форму. Только для поверхности с простой геометрической формой можно произвести полный аналитический расчет с целью выявления основных ее характеристик. Для остальных поверхностей эти характеристики могут быть получены только экспериментальным путем с использованием законов моделирования для определения диапазона применимости полученных результатов.

Здесь представлены результаты большого числа таких исследований на основе единого метода обработки и интерпретации данных, взятые из работы [320], которая в настоящее время стала библиографической редкостью. Эти экспериментальные данные приведены в таблицах и на 95

Справочник по гидравлике

графиках. Они охватывают широкий диапазон геометрических конфигураций и позволяют методом интерполяции приближенно определять характеристики многих поверхностей других типов.

Все представленные данные получены на основании опытов с использованием в качестве теплоносителя воздуха (число Прандтля $\mathrm{Pr} = 0{,}7$), так как компактные теплообменники представляют наибольший интерес в тех случаях, когда осуществляется теплообмен между газами.

Приведены основные экспериментальные данные о гидравлическом сопротивлении и теплоотдаче для всех рассмотренных поверхностей. Принята следующая система их представления.

Данные о гидравлическом сопротивлении для каждой поверхности представлены как в табличной, так и в графической форме в виде зависимостей

$$f = f_1(\mathrm{Re}), \qquad (1.340)$$

где f – среднее значение коэффициента гидравлического сопротивления (фактора трения) по длине поверхности;
Re – число Рейнольдса, рассчитываемое по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{w\rho 4R_{\text{г}}}{\mu}. \qquad (1.341)$$

Здесь: w – скорость потока;
ρ – плотность газа (жидкости);
$R_{\text{г}}$ – гидравлический радиус поверхности;
μ – динамический коэффициент вязкости.

В тех же таблицах и на графиках приведены также данные о теплоотдаче развитых поверхностей в виде зависимостей

$$\mathrm{St}\cdot\mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}} = f_2(\mathrm{Re}), \qquad (1.342)$$

где St – число Стантона – безразмерный коэффициент теплоотдачи, определяемый по формуле

$$\mathrm{St} = \frac{\alpha}{\rho w c_p}, \qquad (1.343)$$

Pr – число Прандтля, рассчитываемое по формуле

$$\mathrm{Pr} = \frac{c_p\mu}{\lambda}. \qquad (1.344)$$

В выражениях (1.343), (1.344) приняты следующие обозначения:
α – коэффициент теплоотдачи;
c_p – теплоемкость газа при постоянном давлении;
λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя.

Число Прандтля в опытах не изменялось, но было сочтено целесообразным ввести степень $\frac{2}{3}$ при этом числе, что позволяет приближенно распространить полученные результаты на сравнительно узкую область значений числа Прандтля, характерную для газов. Вопрос о применимости данных по теплоотдаче к жидкостям, для которых число Pr выходит за пределы, характерные для газов, является открытым, и решение его зависит от конкретной геометрической формы поверхности теплообмена и от влияния, которое оказывает число Pr .

Значительное количество рассмотренных поверхностей состоит из множества прерывистых ребер с ламинарным пограничным слоем на большей части поверхности. Аналитические решения для теплопередачи при наличии ламинарного пограничного слоя указывают, что в диапазоне чисел Прандтля 0,5÷15 оно входит в уравнение вида (1.342) приблизительно в степени $\frac{2}{3}$. Известные аналитические решения для турбулентного движения газа внутри трубы позволяют считать, что показатель степени при числе Pr целесообразнее принимать равным $\frac{1}{2}$. Тем не менее, для единообразия обработки результатов значение степени $\frac{2}{3}$ сохранено, что могло привести лишь к небольшим ошибкам при значениях числа $\mathrm{Pr} = 0{,}5\div 1{,}0$.

Для ламинарного движения в очень длинных трубах показатель степени при числе Pr приближается к 1,0, но при длине труб, обычно встречающихся в теплообменниках, показатель степени близок к $\frac{2}{3}$. Таким образом, значение показателя степени $\frac{2}{3}$ для числа Pr является компромиссным и позволяет представить полные характеристики поверхности на одном графике, где область чисел Рейнольдса охватывает как ламинарное, так и турбулентное течения.

За исключением насадочных поверхностей массовая скорость потока $\rho\cdot w$ в выражениях чисел Стантона и Рейнольдса во всех случаях определена в минимальном свободном сечении независимо от того, где оно располагается в теплообменнике. В случае насадочных поверхностей массовая скорость может быть определена из выражения

$$\dot{m} = \rho w \varepsilon' f_{\text{фр}}, \qquad (1.345)$$

где $\dot{m}$ – массовый расход теплоносителя;
ε' – пористость насадочного материала;
$f_{\text{фр}}$ – площадь полного поперечного сечения теплообменника.

В этом выражении пористость ε' и площадь полного поперечного сечения $f_{\text{фр}}$ объединяются для получения «эффективного» живого сечения $\varepsilon'\cdot f_{\text{фр}}$.

Число Рейнольдса рассчитано по гидравлическому диаметру, который определяется следующим образом:

$$D_{\text{г}} = 4R_{\text{г}} = 4r_{\text{г}} = 4l\frac{f_{\text{c}}}{S_0}, \qquad (1.346)$$

где l – рабочая длина поверхности теплообмена;
f_{c} – площадь минимального свободного сечения;
S_0 – площадь полной поверхности теплопередачи.

При поперечном обтекании трубных пучков l соответствует длине, измеренной от лобовой образующей трубок в первом ряду до такой же образующей трубок в первом ряду следующего пучка.

Приведенное определение гидравлического диаметра может быть применено к любому типу поверхности в условиях внутренней задачи при соблюдении геометрического подобия.

Коэффициент сопротивления f определяется по величине эквивалентной силы трения. Сила трения, приходящаяся на единицу площади теплопередающей поверхности (поверхности трения), действует вдоль линии, параллельной направлению движения жидкости. Для большинства рассмотренных поверхностей полное сопротивления слагается из сопротивления трения и сопротивления формы, однако при выполнении расчетов нет необходимости в оценке их относительного значения. При таком подходе к определению коэффициента

Справочник по гидравлике

сопротивления возможна унифицированная обработка данных о сопротивлении для всех типов поверхностей.

При течении в цилиндрических трубках коэффициент сопротивления f совпадает с известным определением фактора трения в уравнении для потери давления (уравнение Фаннинга)

$$\Delta p = f \frac{l}{R_г} \cdot \frac{\rho w^2}{2}. \qquad (1.347)$$

Этот коэффициент идентичен коэффициенту трения при движении вдоль плоских поверхностей.

В отечественной литературе принято пользоваться коэффициентом гидравлического сопротивления (коэффициент потери напора) ζ, который связан с коэффициентом f соотношением

$$\zeta = 4f \qquad (1.348)$$

и входит в уравнение

$$\Delta p = \zeta \frac{l}{D_г} \cdot \frac{\rho w^2}{2}. \qquad (1.349)$$

При использовании для расчета потерь напора на развитых поверхностях уравнения (1.349) необходимо значение f увеличивать в 4 раза.

Свойства теплоносителя при обработке всех опытных данных о сопротивлении и теплоотдаче определялись по его средней температуре.

1.9.2. Методика экспериментальных исследований

Все исследования гидравлического сопротивления и теплоотдачи развитых поверхностей осуществлялись при нагревании потока воздуха, создаваемого аэродинамической трубой, конденсирующимся водяным паром, за исключением пучков круглых труб, единичных оребренных пластин и насадочных поверхностей [320].

Основным элементом опытной установки была аэродинамическая труба прямоугольного сечения, в которой помещался исследуемый элемент развитой поверхности теплообмена. Расход воздуха измерялся стандартными диафрагмами, установленными в трубе за исследуемым элементом. Диафрагмы выполнены и установлены в соответствии с существующими правилами.

Разность давлений и абсолютное давление воздуха на рабочем участке и диафрагме измерялись с помощью пьезометрических колец с присоединенными к ним тягомерами, имеющими наклонную трубку, и вертикальными однотрубными манометрами.

Данные, полученные при измерении параметров воздуха на входе в исследуемый объект и выходе из него, расхода воздуха, потери напора потоком воздуха при движении через элемент поверхности, оценка потери напора на входе и выходе и других параметров позволили достаточно точно определить значения коэффициента сопротивления f, числа Стантона St. Вместе с числом Рейнольдса, установленным на основании указанных измерений, они полностью определяют безразмерные характеристики гидравлического сопротивления и теплопередачи исследованных поверхностей.

Во всех опытах было обеспечено однородное распределение скорости воздуха по сечению исследуемого элемента. Были приняты все меры к поддержанию и контролю стационарного режима работы установки. Проводились многократные контрольные измерения, подтвердившие точность измерительных систем.

При анализе погрешностей учитывались следующие вероятные источники ошибок:

1) погрешности, связанные с неточностями при расчете и определении параметров экспериментальной установки;

2) погрешности измерительных приборов;

3) погрешности, связанные с установлением значений параметров – характеристик физических свойств газа: вязкости и теплопроводности, которые определяют перенос количества движения и тепла;

4) ошибки в определении размеров испытываемой модели.

Точность конечных результатов колеблется в зависимости от типа испытываемой модели и диапазона скоростей движения воздуха. Можно считать, что относительные погрешности ε определения значений перечисленных выше величин не превышают [536]:

$$\varepsilon_f \sim 5{,}0\ \%;$$

$$\varepsilon_{Re} \sim 2{,}0\ \%;$$

$$\varepsilon_{St} \sim 3{,}5\ \%;$$

$$\varepsilon_{Pr} \sim 5{,}0\ \%;$$

$$\varepsilon_{St \cdot Pr} \sim 6{,}0\ \%.$$

1.9.3. Геометрия поверхностей теплообмена

Данные о геометрических характеристиках развитых поверхностей теплообмена содержатся в табл. 1.74 – 1.78, эскизы этих поверхностей представлены на рис. 1.205 – 1.220.

Таблица 1.74

Геометрические характеристики поверхности. Поток внутри круглых и плоских трубок

Обозначение поверхности	Тип трубки	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Геометрический параметр модели $L/4r_г$	Минимальное свободное сечение на одну трубку, м^2
ПТ-1	Круглая прямая	5,9	79,2	$0{,}27 \cdot 10^{-4}$
ПлТ-1	Плоская	4,4	–	$0{,}204 \cdot 10^{-4}$
ПлПжТ-1	Плоская пережатая	3,4	–	$0{,}157 \cdot 10^{-4}$

Справочник по гидравлике

Таблица 1.75

Геометрические характеристики поверхности.
Поперечное обтекание пучков гладких труб

Обозначение поверхности	Расположение труб в пучке	Режим испытания	Диаметр труб, мм	Поперечный шаг, мм	Продольный шаг, мм	Гидравлический диаметр, мм	Отношение свободного сечения к полному сечению	Отношение поверхности теплообмена к полному объему, $м^2/м^3$
Ш-1,50-1,25	Шахматное	Стационарный режим	6,35	9,53	7,94	5,03	0,333	263,45
Ш-1,50-1,25*а*	«	Нестационарный режим	9,53	14,29	11,90	7,57	0,333	175,19
Ш-1,25-1,25	«	То же	9,53	11,9	11,90	3,81	0,200	211,28
Ш-1,50-1,00	«	« «	9,53	14,29	9,53	5,90	0,333	220,14
Ш-1,50-1,50	«	« «	9,53	14,29	14,29	9,09	0,333	146,98
Ш-2,00-1,00	«	« «	9,53	19,05	9,53	9,96	0,414	165,02
Ш-2,50-0,75	«	« «	9,53	23,80	7,15	8,26	0,366	175,85
К-1,50 - 1,25*а*	Коридорное	Стационарный режим	6,35	9,53	7,94	5,06	0,338	263,78
К-1,50-1,25	«	Нестационарный режим	9,53	14,29	11,90	7,57	0,333	175,85
К-1,25-1,25	«	То же	9,53	11,90	11,90	3,77	0,200	211,28
ПлТ-2	Шахматное	Стационарный режим	См. эскизы поверхности			4,37	0,386	354,1
ПлПжТ-2	«	То же	То же			4,88	0,423	354,1

Таблица 1.76

Геометрические характеристики пластинчато-ребристых поверхностей

а) Гладкие ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, мм	Количество ребер на 1 м ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Длина ребра в направлении потока, мм	Отношение поверхности теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ГлР-1	19,05	79,0	14,45	0,813	30,5	250,0	0,606
ГлР-2	19,05	118,2	10,85	0,813	30,5	321,5	0,706
ГлР-3	19,05	156,0	8,50	0,813	30,5	391,5	0,776
ГлР-4	4,57	См. эскизы поверхности	4,57	См. эскизы поверхности	457,2	См. эскизы поверхности	0,500
ГлР-5	11,94	208,7	6,15	0,152	63,25	616,79	0,719
ГлР-6	10,30	244,1	5,54	0,254	30,48	669,28	0,728
ГлР-7	20,90	355,5	4,64	0,203	30,23	800,50	0,888
ГлР-8	6,35	437,0	3,08	0,152	63,50	1204,05	0,756
ГлР-9	12,20	437,4	3,52	0,203	203,20	1023,60	0,854
ГлР-10	8,38	581,5	2,59	0,152	63,75	1378,00	0,844
ГлР-11	10,60	593,7	2,67	0,152	173,74	1358,25	0,870
ГлР-12	6,35	781,9	1,875	0,152	63,75	1840,53	0,849
ГлР-13	13,82	408,5	3,84	0,254	127,2	950,0	0,863
ГлР-14	6,34	470,0	2,87	0,152	127,2	1290,0	0,769
ГлР-15	6,37	472,5	2,87	0,152	63,5	1288,0	0,773
ГлР-16	6,52	667,0	1,72	0,152	127,2	1990,0	0,861
ГлР-17	5,18	1014,5	1,15	0,152	63,5	2810,0	0,884
ГлР-18	8,77	1195,0	1,22	0,102	63,5	2660,0	0,928
ГлР-19	2,54	1825,0	0,805	0,051	66,8	4360,0	0,837

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.76

б) Жалюзийные ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, мм	Количество ребер на 1 м ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Длина отогнутого ребра, мм	Величина отгиба, мм	Отношение поверхн. теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ЖР-1	6,35	238,6	4,45	0,152	9,53	1,40	839,88	0,640
ЖР-2	6,35	238,6	4,45	0,152	9,53	3,30	839,88	0,640
ЖР-3	6,35	238,6	4,45	0,152	12,7	1,40	839,88	0,640
ЖР-4	6,35	238,6	4,45	0,152	12,7	3,30	839,88	0,640
ЖР-5	6,35	342,5	3,65	0,152	9,53	1,39	1007,20	0,705
ЖР-6	6,35	342,5	3,65	0,152	9,53	2,03	1007,20	0,705
ЖР-7	6,35	437,0	3,08	0,152	4,77	1,40	1204,00	0,756
ЖР-8	6,35	437,0	3,08	0,152	6,35	0,89	1204,00	0,756
ЖР-9	6,35	437,0	3,08	0,152	6,35	1,40	1204,00	0,756
ЖР-10	6,35	437,0	3,08	0,152	9,53	1,40	1204,00	0,756
ЖР-11	6,35	437,0	3,08	0,152	9,53	1,40	1204,00	0,756
ЖР-12	6,35	437,0	3,08	0,152	12,70	1,40	1204,00	0,756
ЖР-13	6,35	437,0	3,08	0,152	19,05	1,01	1204,00	0,756
ЖР-14	6,35	437,0	3,08	0,152	19,05	1,01	1204,00	0,756

в) Короткие пластинчатые ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами, мм	Количество ребер на 1 м ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Длина ребра в направлении потока, мм	Отношение поверхн. теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ПлР-1	6,35	437,0	3,08	0,152	6,35	1204,0	0,756
ПлР-2	12,30	480,3	3,41	0,102	2,38	1115,5	0,862
ПлР-3	10,50	598,4	2,65	0,152	3,18	1382,0	0,873
ПлР-4	9,52	549,0	2,68	0,254	3,17	1250,0	0,840
ПлР-5	6,02	470,0	2,26	0,152	12,70	1510,0	0,796
ПлР-6	5,23	606,0	1,61	0,152	6,35	2105,0	0,816
ПлР-7	8,97	478,0	2,64	0,101	4,52	1385,0	0,847
ПлР-8	7,72	620,0	2,07	0,101	3,62	1605,0	0,859
ПлР-9	5,12	788,5	1,49	0,101	3,17	2288,0	0,843
ПлР -10	5,21	780,0	1,54	0,101	3,17	2225,0	0,841
ПлР -11	5,23	634,0	1,55	0,152	3,17	2160,0	0,823
ПлР -12	6,48	629,0	1,87	0,152	3,17	1798,0	0,845
ПлР -13	7,98	634,0	1,57	0,152	3,17	2130,0	0,882

г) Волнистые ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, мм	Количество ребер на 1 м ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Длина волны, мм	Амплитуда, мм	Отношение поверхн. теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ВР-1	10,50	450,4	3,23	0,152	9,53	1,97	1151,6	0,847
ВР-2	9,52	451	3,03	0,254	9,52	1,980	1130,0	0,822
ВР-3	10,50	700,8	2,12	0,152	9,53	1,97	1686,3	0,892

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.76

д) Стерженьковые ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, мм	Расположение стержней	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Диаметр стержня d, мм	Поперечный шаг s_1, мм	Продольный шаг s_2, мм	Отношение поверхн. теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
СтР-1	6,10	Коридорное	4,40	1,018	3,175	3,175	616,8	0,512
СтР-2	10,11	«	3,57	1,018	3,048	2,438	669,3	0,686
СтР-3	19,00	«	1,64	0,787	1,570	1,570	1112,2	0,843
СтР-4	12,70	Шахматное	5,66	1,650	5,055	3,175	459,3	0,704
СтР-5	12,95	Коридорное	9,04	1,650	6,045	4,978	315,6	0,546
СтР-6	12,75	«	4,35	–	–	–	702,0	0,693

е) Перфорированные ребра

Обозначение поверхности	Расстояние между пластинами b, мм	Количество ребер на 1 м ширины пакета, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Диаметр отверстий, мм	Количество отверстий на 1 $см^2$, шт.	Отношение поверхн. теплообмена к объему между пластинами β, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ПфР	5,08	509	2,51	0,305	2	4,9	1250	0,705

Таблица1.77

Геометрические характеристики поверхности. Поперечное обтекание пучков оребренных труб

а) Круглые трубы, круглые ребра

Обозначение поверхности	Расположение труб	Диаметр трубы d, мм	Наружный диаметр ребра d_0, мм	Поперечный шаг s_1, мм	Продольный шаг s_2, мм	Количество ребер на 1 м длины, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Отношение площадей живого и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ψ, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ККР-1	Шахматное	9,65	23,40	24,77	20,38	289,0	4,75	0,457	0,538	459,3	0,892
ККР-2	«	9,65	23,40	24,77	20,38	343,3	3,93	0,457	0,524	534,8	0,910
ККР-3	«	10,67	21,90	24,77	20,38	343,3	4,42	0,483	0,494	446,9	0,876
ККР-4	«	9,65	23,40	24,77	20,38	451,1	2,98	0,406	0,510	685,7	0,931
ККР-5	«	16,40	28,50	31,29	34,40	275,6	6,68	0,254	0,449	269,0	0,830
ККР-6	«	16,40	28,50	31,29	34,40	342,5	5,49	0,254	0,443	323,8	0,862
ККР-7	«	16,40	28,50	46,93	34,40	342,5	11,68	0,254	0,628	215,5	0,862
ККР-8	«	19,70	37,20	39,60	44,50	356,3	5,13	0,305	0,455	354,3	0,835
ККР-9	«	19,70	37,20	50,34	44,50	356,3	8,18	0,305	0,572	279,2	0,835
ККР-10	«	19,70	37,20	69,21	44,50	356,3	13,59	0,305	0,688	203,0	0,835
ККР-11	«	19,70	37,20	69,21	20,38	356,3	4,85	0,305	0,537	442,9	0,835
ККР-12	«	19,70	37,20	50,34	34,93	356,3	6,43	0,305	0,572	354,3	0,835
ККР-13	«	26,0	44,00	49,76	52,40	346,5	5,89	0,305	0,439	299,2	0,825
ККР-14	«	26,0	44,00	78,21	52,40	346,5	13,21	0,305	0,643	190,6	0,825

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 1.77

б) Круглые трубы, сплошные ребра

Обозначение поверхности	Расположение труб	Диаметр трубы, мм	Тип ребра	Количество ребер на 1 м длины, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Отношение площадей живого и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ψ, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
КСР-1	Шахматное	10,21	Гладкое	315,0	3,63	0,330	0,534	587,3	0,913
КСР-2	«	17,17	«	305,1	3,43	0,406	0,481	554	0,950

в) Плоские трубы, сплошные ребра

Обозначение поверхности	Расположение труб	Тип ребра	Длина сечения трубы вдоль направления движения, мм	Ширина сечения трубы перпендикулярно направлению движения, мм	Количество ребер на 1 м длины, шт.	Гидравлический диаметр $4r_г$, мм	Толщина ребра δ, мм	Отношение площадей свободного и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ψ, $м^2/м^3$	Отношение поверхности ребер к полной поверхности
ПлСР-1	Коридорное	Гладкое	22,10	3,05	381,1	3,60	0,1016	0,697	751,3	0,795
ПлСР-2	Шахматное	«	18,72	2,54	358,3	4,21	0,1016	0,788	734,9	0,813
ПлСР-3	Коридорное	Рифленое	22,10	3,05	381,1	3,60	0,1016	0,697	751,3	0,795
ПлСР-4	Шахматное	«	18,72	2,54	365,7	4,12	0,1016	0,788	748,0	0,814
ПлСР-5	«	«	18,72	2,54	445,7	3,51	0,1016	0,780	885,8	0,845

Таблица 1.78

Геометрические характеристики поверхности. Течение через решетчатые насадочные поверхности

№ насадки	Пористость ε′	Диаметр стержня d, мм	Поперечный шаг x_t	Гидравлический радиус $r_г$, мм	Отношение полного живого и фронтального сечений σ	Отношение поверхности теплообмена к полному объему ψ, $м^2/м^3$
I	0,832	9,55	4,675	11,80	0,618	70,5
II	0,817	9,55	4,292	10,65	0,588	76,8
III	0,766	9,55	3,356	7,82	0,493	98,4
IV	0,725	9,55	2,856	6,28	0,422	115,5
V	0,675	9,55	2,417	4,94	0,344	136,5
VI	0,602	9,55	1,974	3,61	0,243	167,0
VII	0,500	9,55	1,571	2,38	0,132	210,0

Они объединены в следующие группы.

1. Трубчатые поверхности (рис. 1.205 – 1.206):

а) движение потока внутри круглых и плоских (сплющенных) труб;

б) поперечное обтекание пучков гладких труб.

2. Пластинчато-ребристые поверхности (рис. 1.207 – 1.213):

а) гладкие ребра;

б) жалюзийные ребра;

в) короткие пластинчатые ребра;

г) волнистые ребра;

д) стерженьковые ребра;

е) перфорированные ребра.

3. Поперечное обтекание пучков оребренных труб (рис. 1.214 – 1.217):

а) круглые ребра и трубы;

б) круглые трубы, сплошные ребра;

в) плоские трубы, сплошные ребра.

4. Насадочные поверхности (рис. 1.218 – 1.220).

Справочник по гидравлике

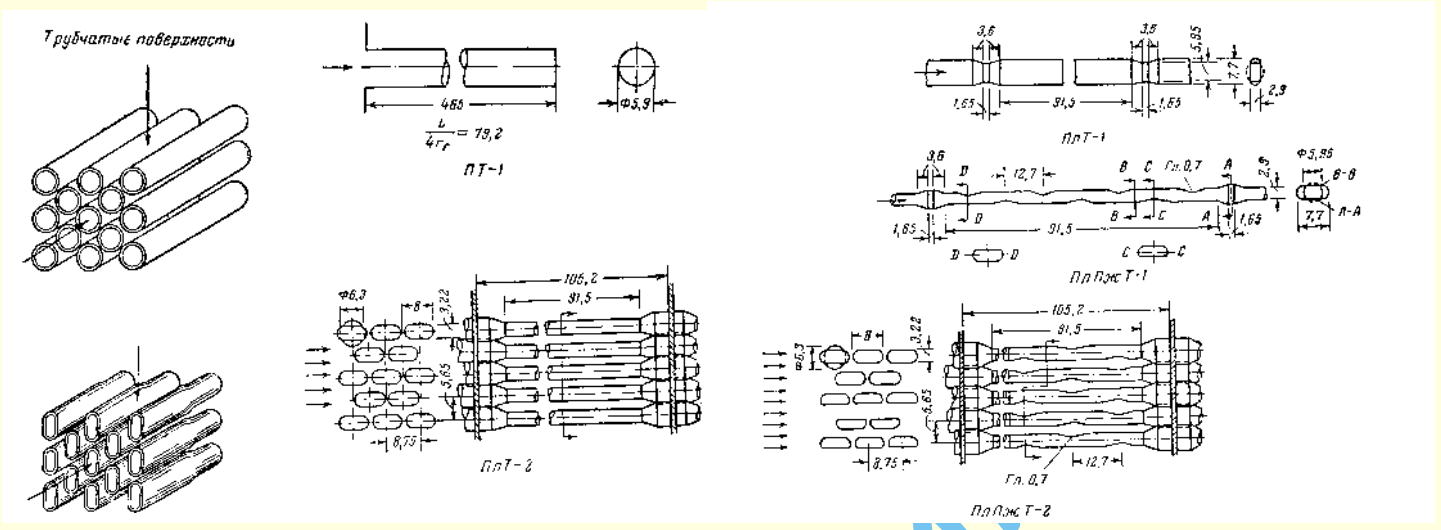


Рис. 1.205. Трубчатые поверхности

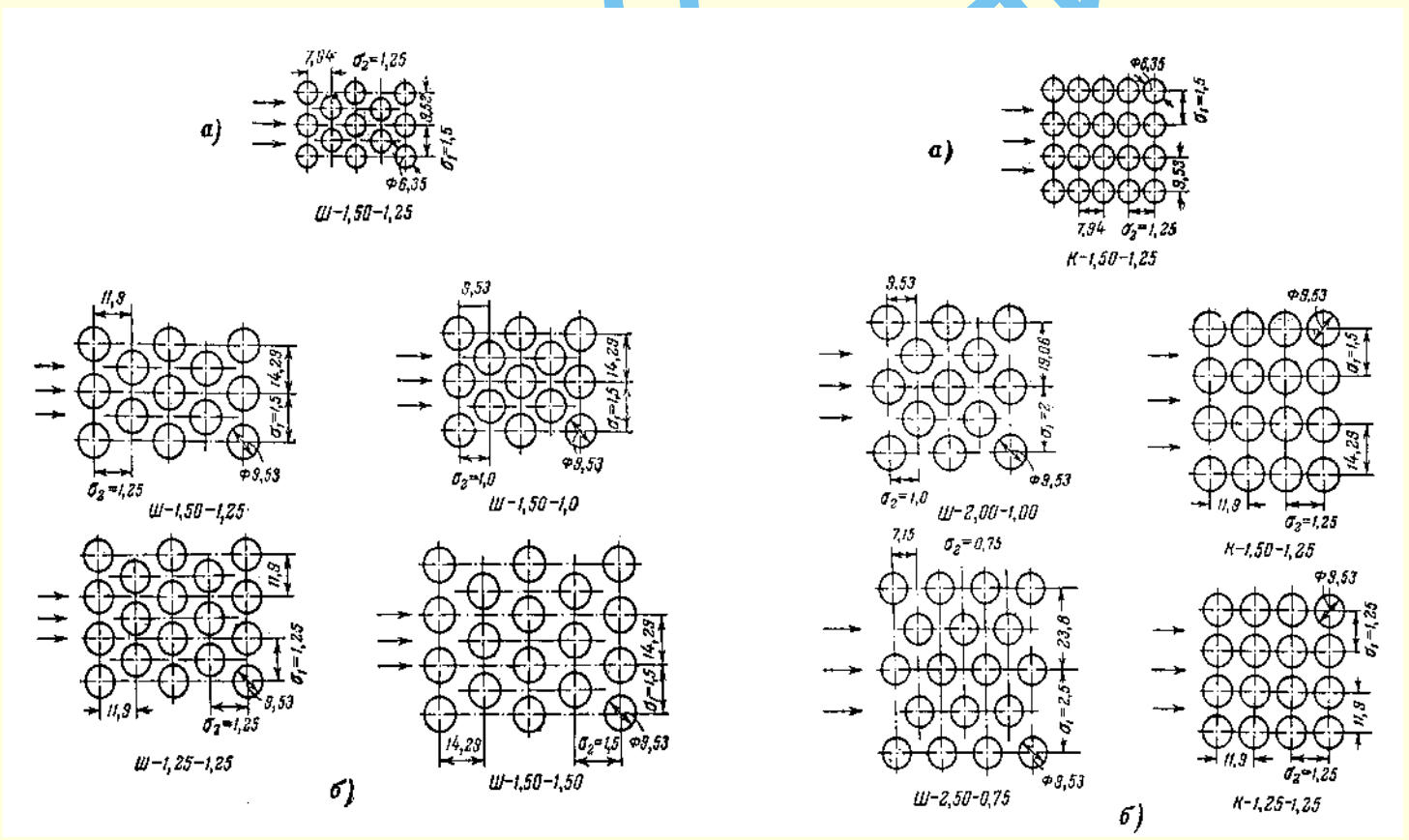


Рис. 1.206. Трубчатые поверхности:
а – исследования выполнялись в стационарном режиме;
б – исследования выполнялись в нестационарном режиме

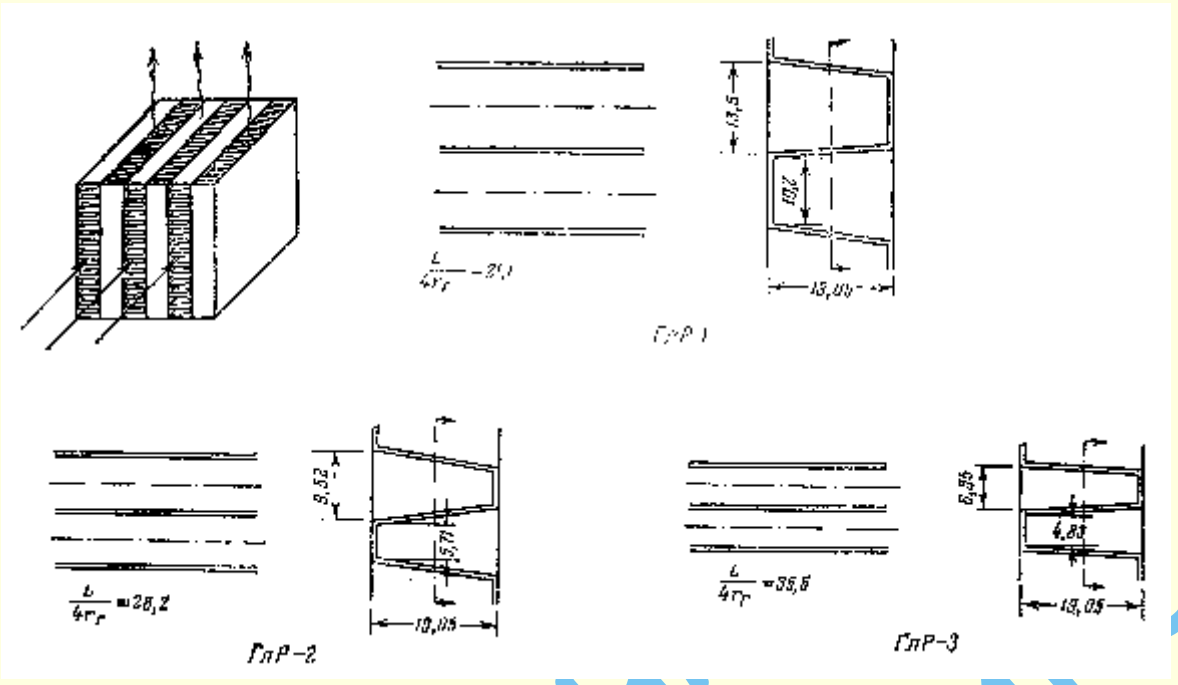


Рис. 1.207. Пластинчато-ребристые поверхности, гладкие ребра

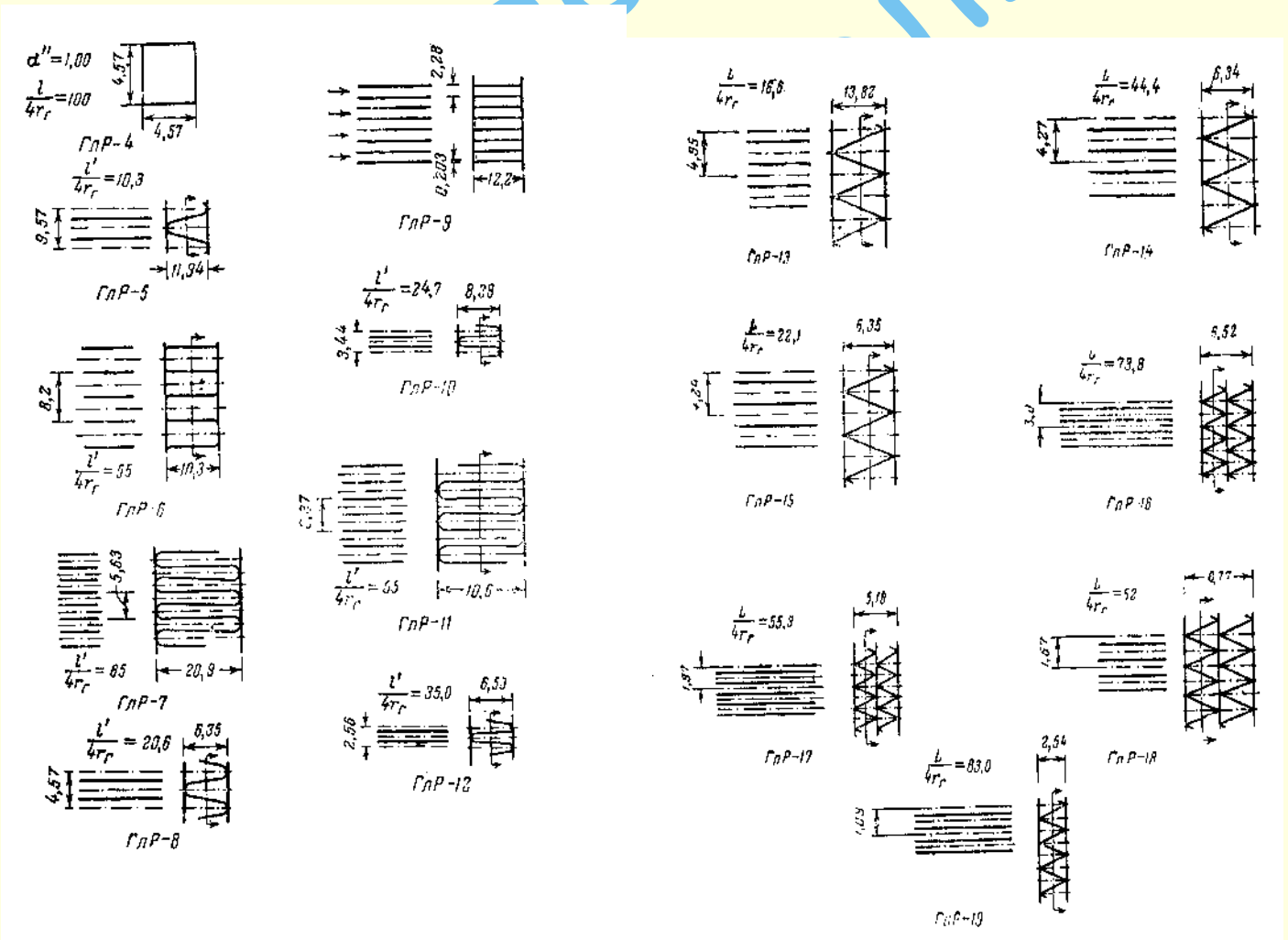


Рис. 1.208. Пластинчато-ребристые поверхности, гладкие ребра

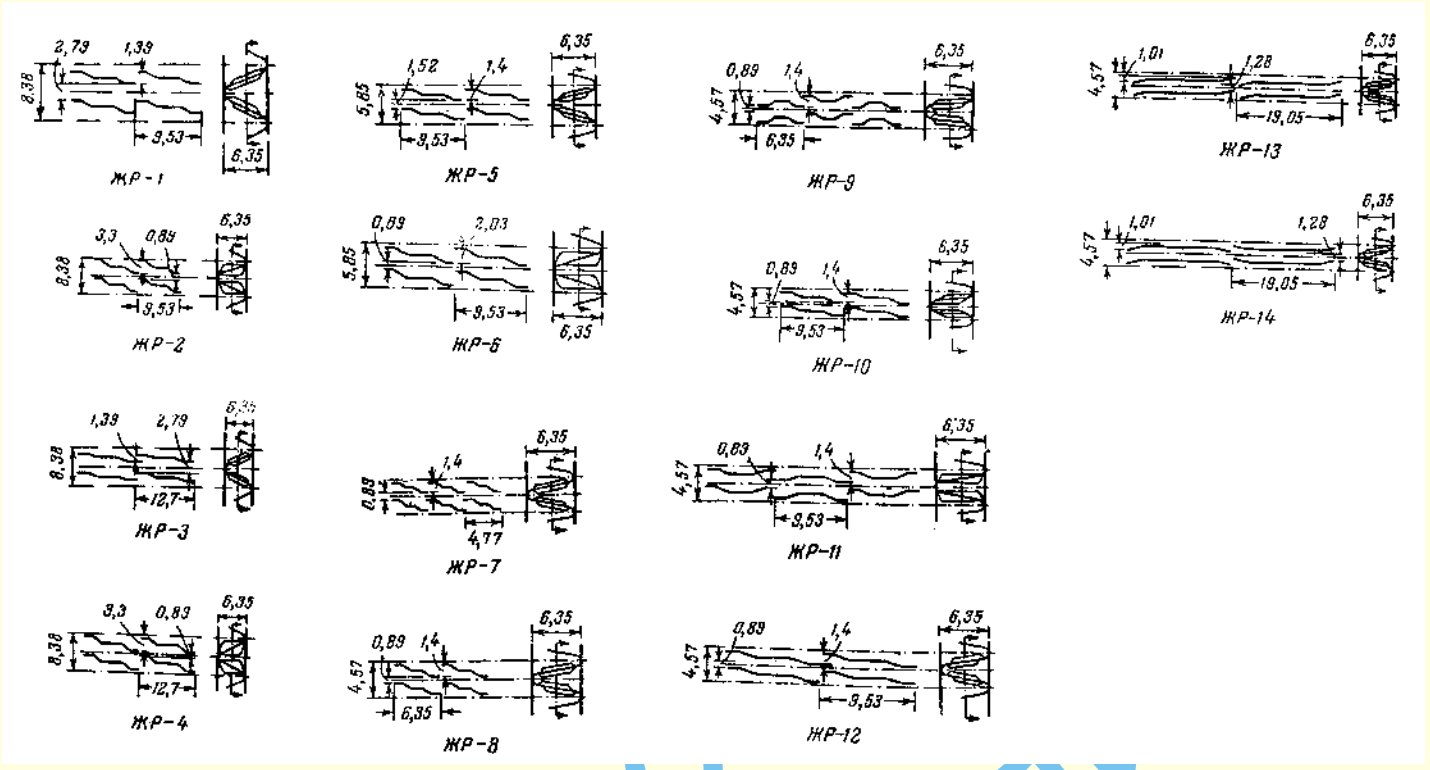


Рис. 1.209. Пластинчато-ребристые поверхности, жалюзийные ребра

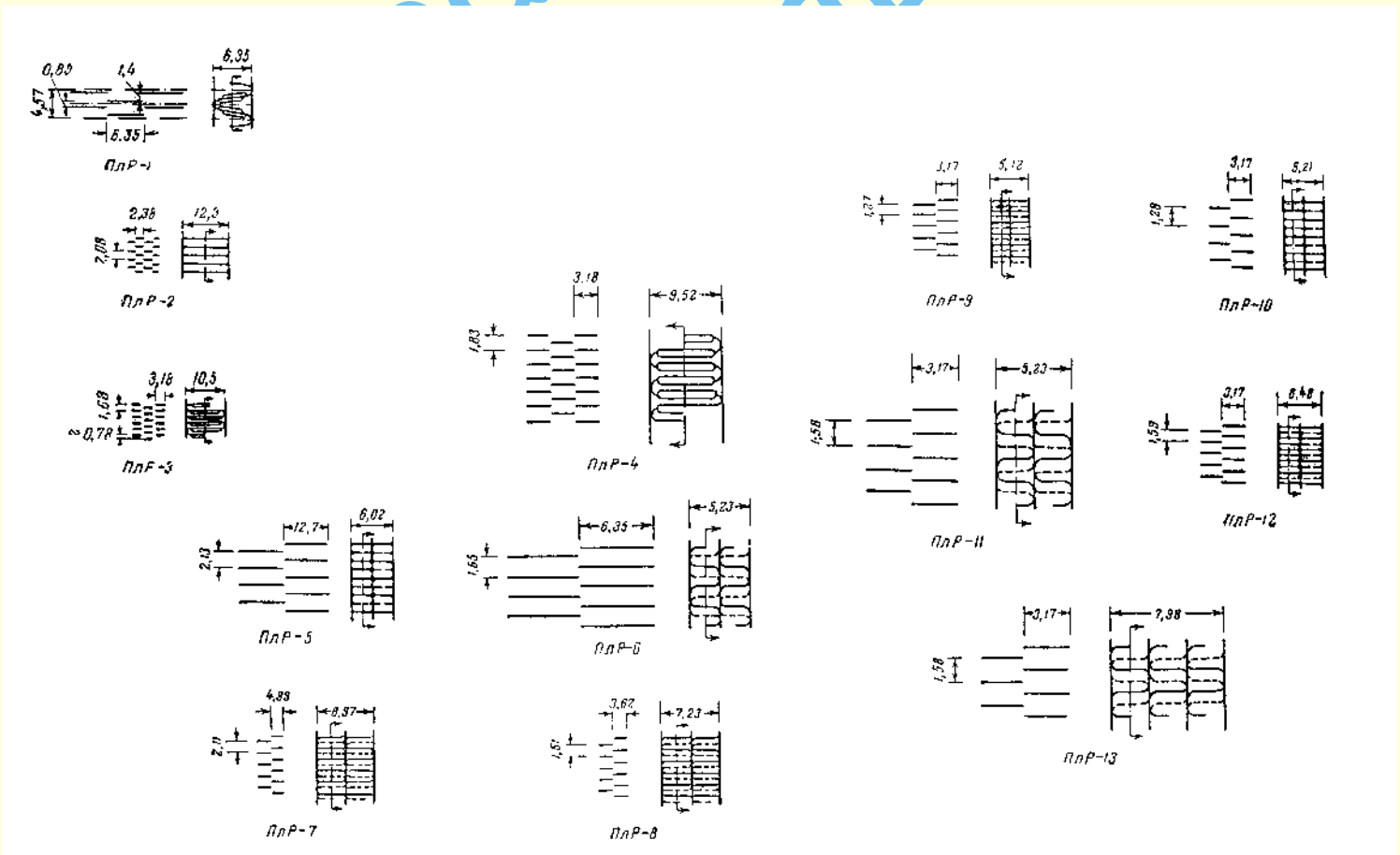


Рис. 1.210. Пластинчато-ребристые поверхности, короткие пластинчатые ребра

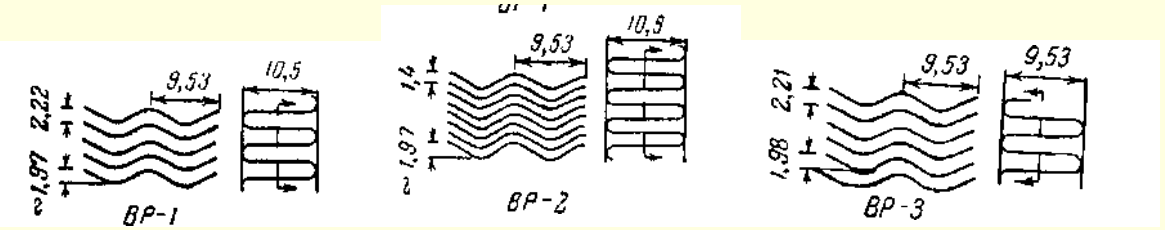


Рис. 1.211. Пластинчато-ребристые поверхности, волнистые ребра

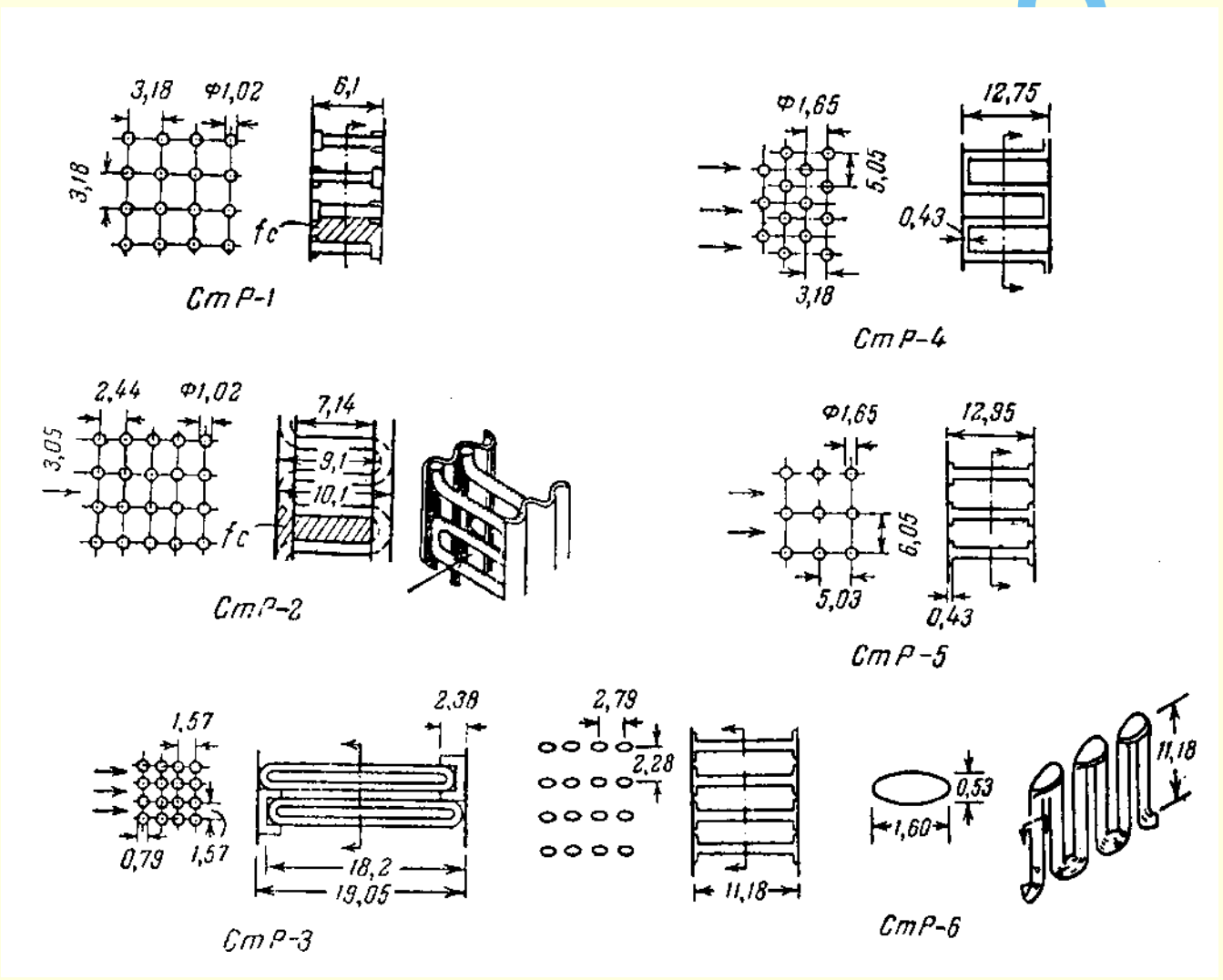


Рис. 1.212. Пластинчато-ребристые поверхности, стерженьковые ребра

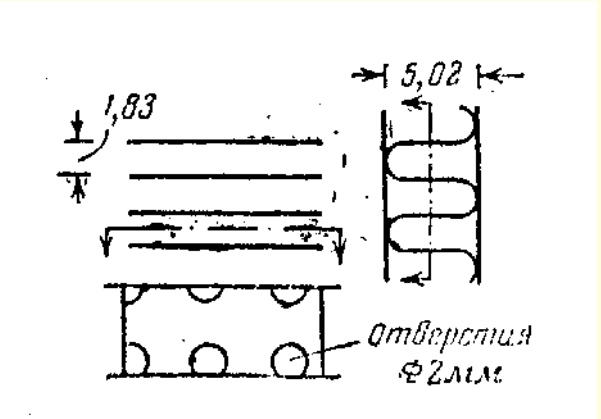


Рис. 1.213. Пластинчато-ребристые поверхности, перфорированные ребра.

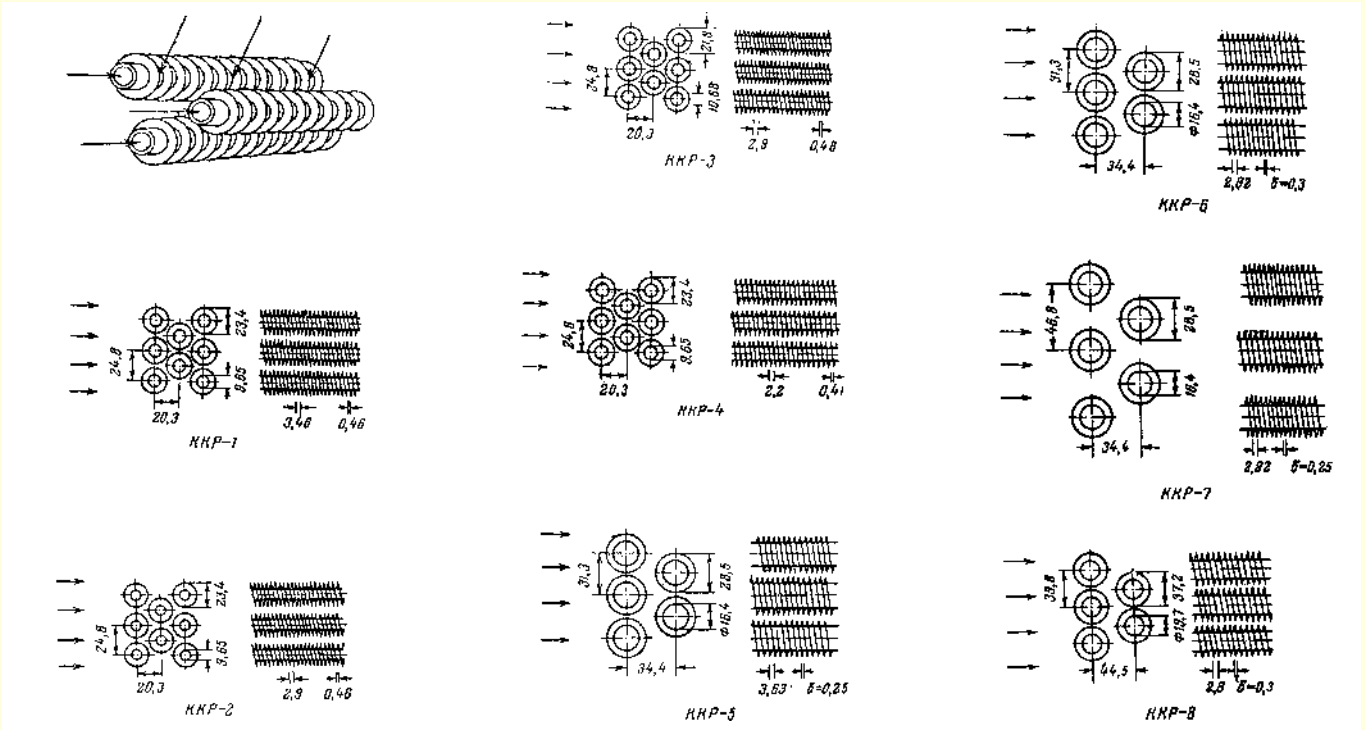


Рис. 1.214. Оребренные трубчатые поверхности, круглые трубы, круглые ребра

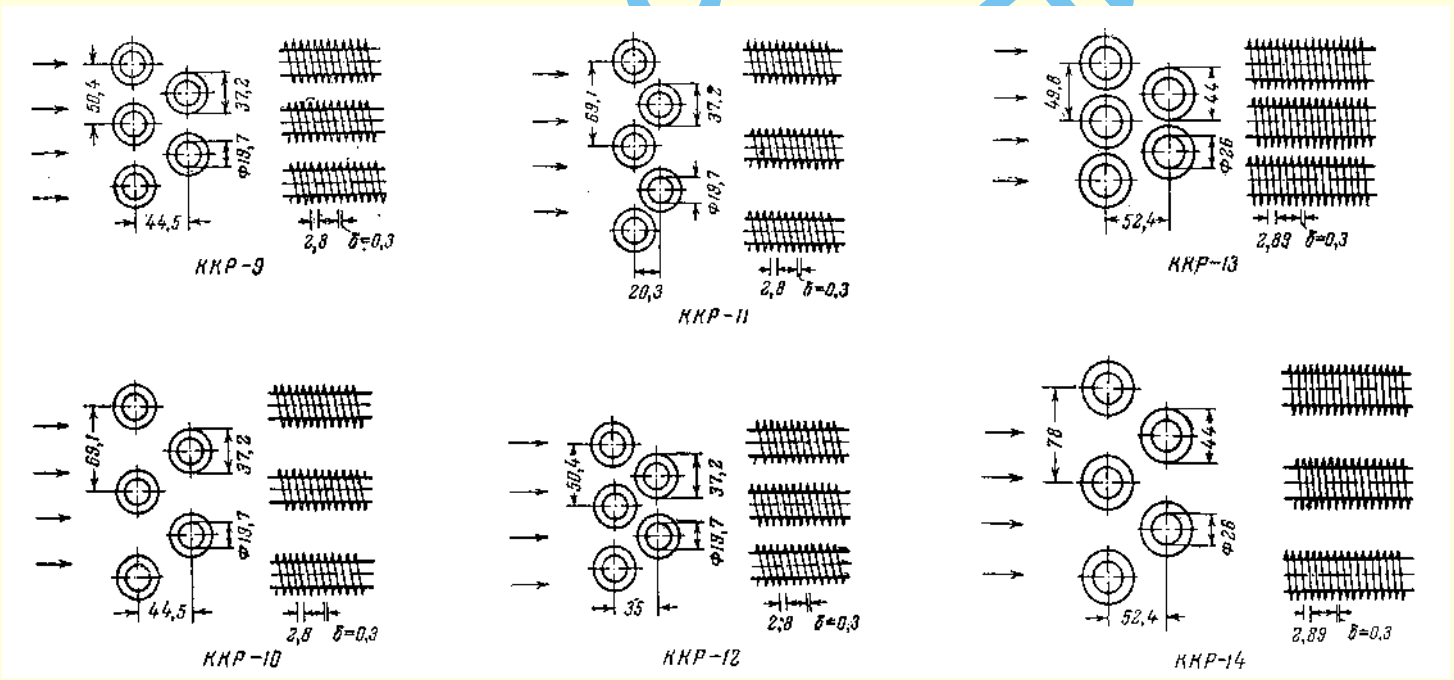


Рис. 1.215. Оребренные трубчатые поверхности, круглые трубы, круглые ребра

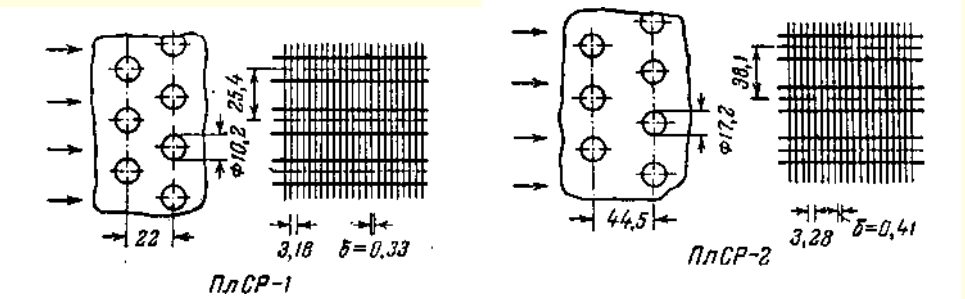


Рис. 1.216 . Оребренные трубчатые поверхности, круглые трубы, сплошные ребра

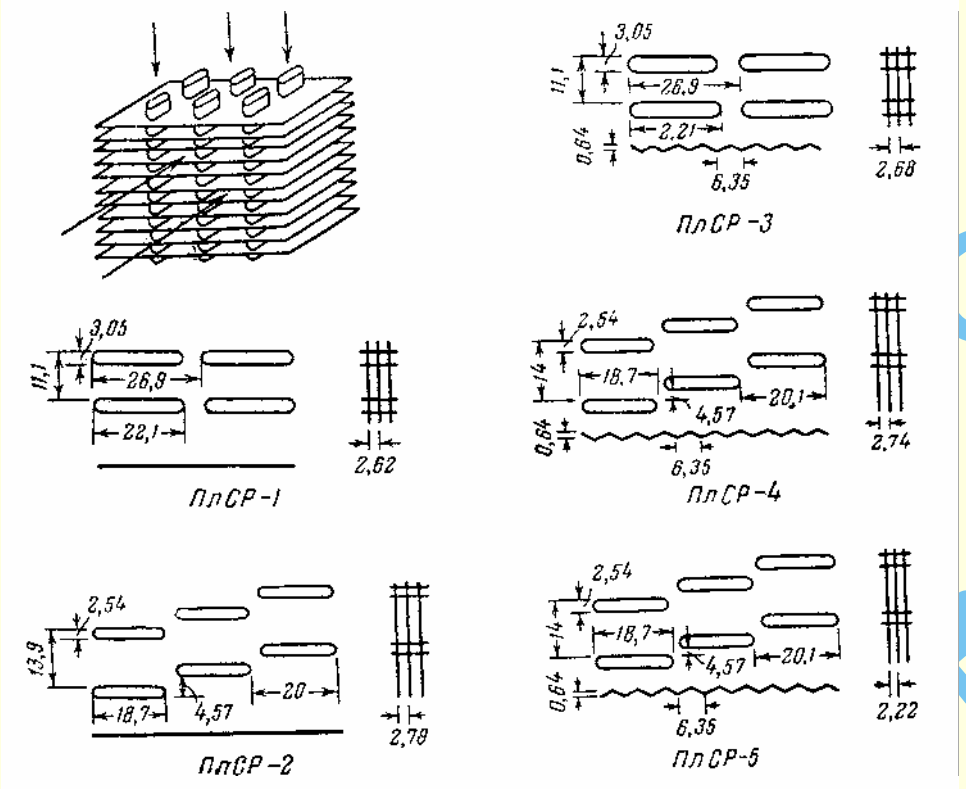


Рис. 1.217. Оребренные трубчатые поверхности, плоские трубы, сплошные ребра

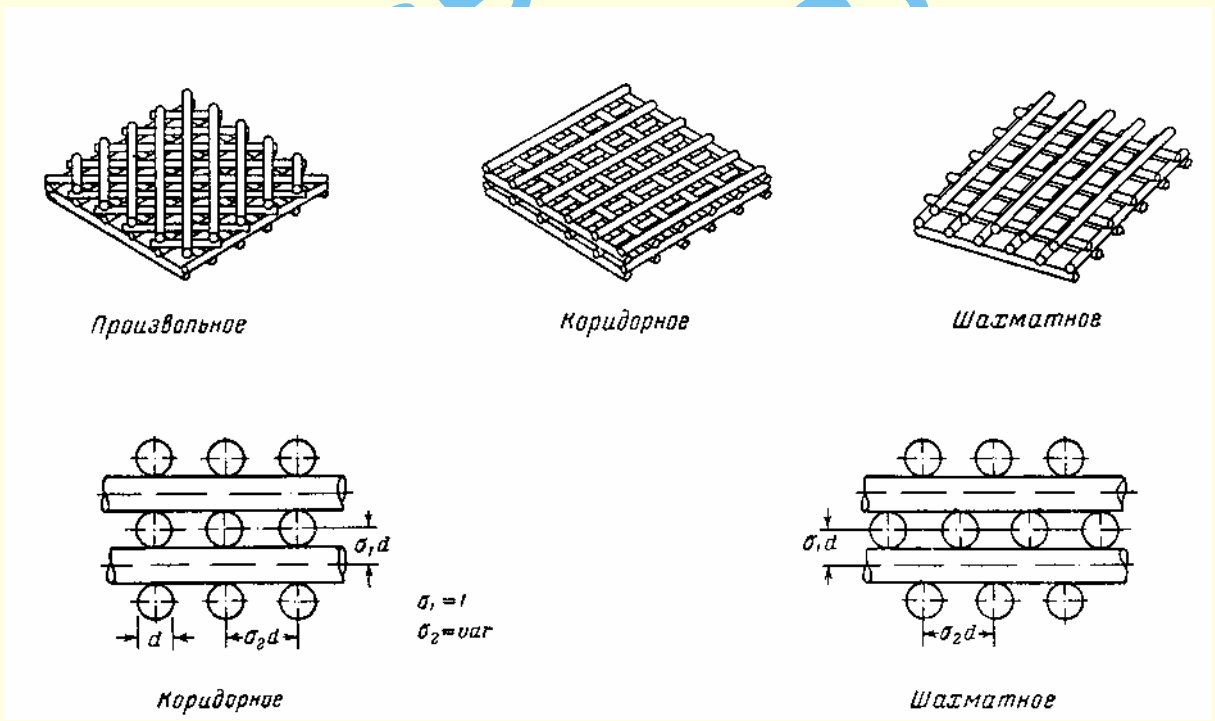


Рис. 1.218. Насадочные поверхности, решетчатая насадка

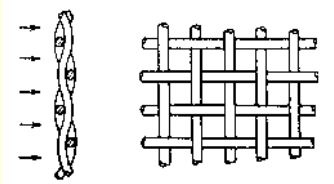


Рис. 1.219. Насадочные поверхности, сетчатая плетеная насадка. Кривые характеристик для такой поверхности приведены на рис. 1.313 и 1.314

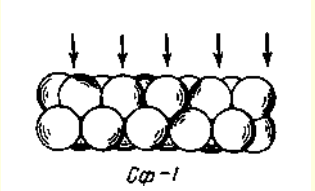


Рис. 1.220. Насадочные поверхности, сферическая насадка. Кривые характеристик приведены на рис. 1.315

Трубчатые поверхности (см. рис. 1.205, 1.206) являются простейшей формой компактной поверхности теплообмена. Представлены опытные данные как для случая движения внутри труб, так и для поперечного их обтекания в пучках, причем были использованы круглые трубы и трубы, сплющенные до овальной формы. Модификацией плоских труб являются трубы, сплющенные на отдельных участках. Такая форма приводит к разрушению пограничного слоя и интенсификации теплоотдачи без увеличения скорости теплоносителя.

Принята следующая система условных обозначений поверхностей: ПТ обозначает течение в прямых трубах; ПлТ – в плоских (овальных) трубах; ПлПжТ – в трубах, пережатых на отдельных участках.

Для случаев поперечного обтекания пучков круглых труб в обозначение входит указание на порядок расположения труб в пучке (К – коридорное, Ш – шахматное) и значения относительных поперечного и продольного шагов. Так, например, поверхность, имеющая обозначение Ш-1,50-1,00, представляет собой пучок труб с шахматным расположением, в котором поперечный шаг σ_1 равняется полутора диаметрам трубки ($1{,}5\,d$), а продольный (в направлении движения) шаг σ_2 равен диаметру трубки ($1{,}0\,d$).

Часть пучков из гладких труб исследована в стационарном режиме при нагревании воздуха паром, а все остальные пучки исследовались в нестационарном режиме. Режим исследования указан на рис. 1.206, а также в пояснениях к характеристикам гидравлического сопротивления и теплоотдачи на соответствующих графиках .

Геометрические характеристики трубчатых поверхностей, приведенные в табл. 1.74–1.75, включают гидравлический диаметр, отношение свободного сечения к полному (фронтальному) и поверхность теплообмена в единице объема ψ .

Поскольку основные характеристики гидравлического сопротивления и теплоотдачи поверхностей представлены на графиках в критериальной форме, они могут быть использованы для поверхностей с другими размерами, которые геометрически подобны исследованным, в частности для труб различных диаметров. Это справедливо и в отношении всех других поверхностей теплообмена, данные по которым представлены. При этом должно соблюдаться подобие и других геометрических параметров, например, высоты элементов шероховатости. Поэтому в тех случаях, когда размеры элементов поверхности сильно отличаются от размеров исследованной поверхности, нельзя ожидать большой точности в получаемых результатах.

На рис. 1.207 – 1.213 показаны разнообразные пластинчато-ребристые поверхности. Их применение особенно целесообразно, когда осуществляется теплообмен между двумя газовыми потоками, так как в этом случае развитая поверхность может быть эффективно использована на обеих сторонах теплообменного аппарата. Они позволяют сосредоточить в единице объема большую поверхность теплообмена. При конструировании таких аппаратов имеются широкие возможности комбинирования форм поверхности с учетом специфических свойств теплоносителей, для каждого из которых может быть выбрана наиболее подходящая развитая поверхность. Такой свободы в выборе типа поверхности нет в пучках труб, где оба теплоносителя движутся во взаимно перпендикулярных направлениях, причем поверхности теплообмена на обеих сторонах почти одинаковы.

Пластинчато-ребристые поверхности в зависимости от типа ребра подразделяются на поверхности с гладкими, жалюзийными, пластинчатыми и волнистыми, а также со стерженьковыми и перфорированными ребрами.

Поверхности с гладкими ребрами отличаются длинными каналами с гладкими стенками с характеристиками, близкими к полученным для движения внутри длинных круглых труб. Поскольку в этом случае проявляется влияние длины канала на гидравлическое сопротивление и теплоотдачу, то на приведенных графиках указано отношение длины к гидравлическому диаметру $\frac{l'}{4R_г}$. Под l' необходимо понимать не полную длину теплообменника в направлении потока, а длину гладкого ребра, поскольку на полной длине могут располагаться несколько гладких ребер, помещенных торец к торцу. В случае, если не осуществлена совершенная подгонка ребер друг к другу в местах их соприкосновения, поверхности будут вести себя так, как будто они самостоятельны и имеют свои собственные участки стабилизации гидродинамических и тепловых параметров. В выпускаемых промышленностью теплообменниках, как правило, не стремятся к совершенному сопряжению ребер.

Пластинчато-ребристые поверхности теплообмена могут иметь каналы прямоугольного и треугольного сечений и каналы со скругленными углами как в поперечном сечении, так и на входе. Некоторые из поверхностей с каналами треугольного сечения представляют собой комбинацию двух систем с различными размерами ребер, что позволяет добиться нужного соотношения поверхностей на горячей и холодной сторонах.

В таблицах с геометрическими характеристиками пластинчато-ребристых поверхностей приводятся данные о количестве ребер на единицу длины в направлении, перпендикулярном потоку. Так, например, поверхность ГлР–10 имеет 581,5 ребра на 1 м ширины пакета (табл. 1.76а).

Жалюзийные ребра выполняются путем прорезания пластины и отгибания полоски материала в поток газа (жидкости) через определенные интервалы. Этим достигается разрушение пограничного слоя и повышение интенсивности теплоотдачи по сравнению с наблюдающейся на поверхностях с гладкими ребрами при тех же условиях течения. Как правило, чем чаще происходит искусственное возмущение пограничного слоя, тем выше коэффициент теплоотдачи, хотя одновременно возрастает и коэффициент сопротивления. Геометрические характеристики пластинчато-ребристых поверхностей с жалюзийными ребрами приведены в табл. 1.76б.

Поверхности с короткими пластинчатыми ребрами аналогичны поверхностям с жалюзийными ребрами, отличаясь только тем, что короткая сторона сечения ребра располагается в направлении потока. Используя такую поверхность, можно делать ребра короткими в направлении потока, достигая очень высоких значений коэффициента теплоотдачи.

Трудность интерпретации и определения пределов применимости экспериментальных данных для поверхностей с короткими пластинчатыми ребрами больше, чем для любых других поверхностей, поскольку на характеристики гидравлического сопротивления существенно влияет толщина ребра и геометрия его передней кромки.

В заголовках на графиках, где представлены кривые, построенные по опытным данным для поверхностей с короткими пластинчатыми ребрами, указывается материал испытанных поверхностей, поскольку можно ожидать, что ребра из мягкого материала (алюминия) будут иметь кромки, до некоторой степени отличающиеся от кромок ребер из твердого материала (нержавеющей стали).

Большинство испытанных поверхностей имело алюминиевые ребра, что не позволяет полностью использовать

Справочник по гидравлике.

полученные значения характеристик теплоотдачи для стальных ребер и ребер из других материалов при расчете теплообменного аппарата в целом.

Поверхности с короткими пластинчатыми ребрами имеют обозначение ПлР-0.

Поверхности с волнистыми ребрами также высокоэффективны и по своим характеристикам приближаются к поверхностям с жалюзийными и короткими пластинчатыми ребрами. Изменения направления потока, вызванные ребрами, приводят к отрыву пограничного слоя, т.е. к тому же результату, что и жалюзийные ребра. Геометрические характеристики поверхностей с волнистыми ребрами приведены в табл. 1.76г.

Пластинчато-стерженьковые поверхности являются примером развитой поверхности, в которой высокие значения коэффициента теплоотдачи обусловлены тонким пограничным слоем на ребрах. При изготовлении ребер из тонкой проволоки эффективная длина ребра равна половине окружности и потому мала. Пластинчато-стерженьковые поверхности характеризуются весьма высокими значениями коэффициента сопротивления, обусловленными главным образом отрывом пограничного слоя при поперечном обтекании стержней. Однако высокие значения коэффициента теплоотдачи дают во многих случаях выигрыш по сравнению с потерями, связанными с высоким значением коэффициента сопротивления, что и определяет целесообразность применения таких поверхностей. Условное обозначение этих поверхностей показано на рис. 1.212.

Приведены также характеристики одной поверхности с перфорированными ребрами (табл. 1.76е). Отверстия, вырезанные в ребрах, и в этом случае служат для разрушения пограничного слоя. Коэффициент трения для этой поверхности очень мал. Опытных данных для таких поверхностей еще недостаточно для того, чтобы можно было сделать более определенные заключения о ее характеристиках.

Геометрические характеристики пластинчато-ребристых поверхностей, приведенные в табл. 1.76, необходимы для их расчета наряду с данными о гидравлическом сопротивлении и теплоотдаче. Следует отметить, что величина поверхности теплообмена, заключенная в единице объема и обозначенная β, соответствует объему с одной стороны потока, ограниченному двумя пластинами, между которыми находятся ребра данного типа. Эту поверхность нельзя относить к полному объему теплообменника, так как в каналах для второго теплоносителя может быть использована развитая поверхность другого типа.

Экстраполяция данных, характеризующих приведенные пластинчато-ребристые поверхности, на поверхности, геометрически подобные им, но имеющие другой гидравлический диаметр, не связана с большими погрешностями при умеренных отклонениях в значениях этого параметра. В то же время для различных поверхностей с разрезными ребрами погрешности значительно больше, что связано с сильным влиянием таких факторов, как чистота кромки ребра и его поверхности, а также технология соединения ребер. Большие поверхности обладают более стабильными гидравлическими характеристиками, чем малые.

Если используют поверхности первоначального размера, но с ребрами другой толщины, то это мало влияет на безразмерные характеристики пластинчатых поверхностей с гладкими ребрами, но становится существенным для поверхностей с жалюзийными и короткими пластинчатыми ребрами.

Необходимо учитывать, что изменение толщины ребра для некоторых поверхностей влияет на площадь свободного сечения и гидравлический диаметр. Поэтому геометрические характеристики в таблицах должны быть соответственно изменены.

На рис. 1.214 – 1.217 показаны эскизы 21 оребренной трубчатой поверхности. Как правило, эти поверхности используют в тех случаях, когда один из теплоносителей – газ, а другой – капельная жидкость. Газы имеют более низкий коэффициент теплоотдачи по сравнению с жидкостями, и, следовательно, для стороны газа в теплообменнике требуется большая поверхность теплоотдачи. Оребренные трубы удовлетворяют этому требованию.

Приведены характеристики трех основных типов оребренных трубчатых поверхностей:

1) круглые трубы с накатанными по спирали круглыми ребрами;

2) круглые трубы со сплошными ребрами;

3) плоские оребренные трубы.

Геометрические характеристики оребренных трубчатых поверхностей содержатся в табл. 1.77. Так как основные характеристики гидравлического сопротивления и теплоотдачи для них представлены в критериальной форме, то они применимы к поверхностям с другими размерами, геометрически подобными исследованным.

Все рассмотренные оребренные трубы имеют непрерывные ребра, выполненные по винтовой линии. Можно полагать, что приведенные характеристики применимы и к трубам с круглыми ребрами – шайбами.

На рис. 1.218-1.220 показаны три типа насадочных (матричных) поверхностей. Из всех этих поверхностей наиболее четко определена решетчатая поверхность, образованная рядами стержней, размещенных в определенном порядке (рис. 1.218).

Приведены параметры решетчатых насадок с шахматным, коридорным и беспорядочным расположением стрежней при совершенном прилегании стержней соседних рядов (каждый ряд касался другого). Геометрические характеристики семи исследованных образцов собраны в табл. 1.78.

Эскизы плетеных сетчатых насадок с произвольной ориентацией отдельных сеток показаны на рис. 1.219.

Другим типом является насадочная поверхность, образованная большим числом беспорядочно расположенных шариков (рис. 1.220).

Насадочные поверхности обладают высокой компактностью, если в них используются тонкие стержни, проволока и шарики небольшого диаметра. Типичными примерами использования таких поверхностей является применение их в регенеративных теплообменниках периодического действия, в качестве топливных элементов – в ядерных реакторах и в качестве тепловых аккумуляторов – в системах воздухоподогревателей, где тепло отбирается от выхлопных газов.

1.9.4. Краткое описание таблиц и графиков

Обобщенные опытные данные для 126 компактных поверхностей приведены на рис. 1.221 – 1.315 и в табл. 1.79 – 1.88. Они представлены в том же порядке, что и эскизы поверхностей на рис. 1.205 – 1.220. Кроме того, эскизы поверхностей даны на каждом из графиков, характеризующих гидравлическое сопротивление и теплоотдачу. Сведения о геометрии поверхностей, помимо табл. 1.74–1.78, приведены также в тексте, относящемся к графику.

Справочник по гидравлике

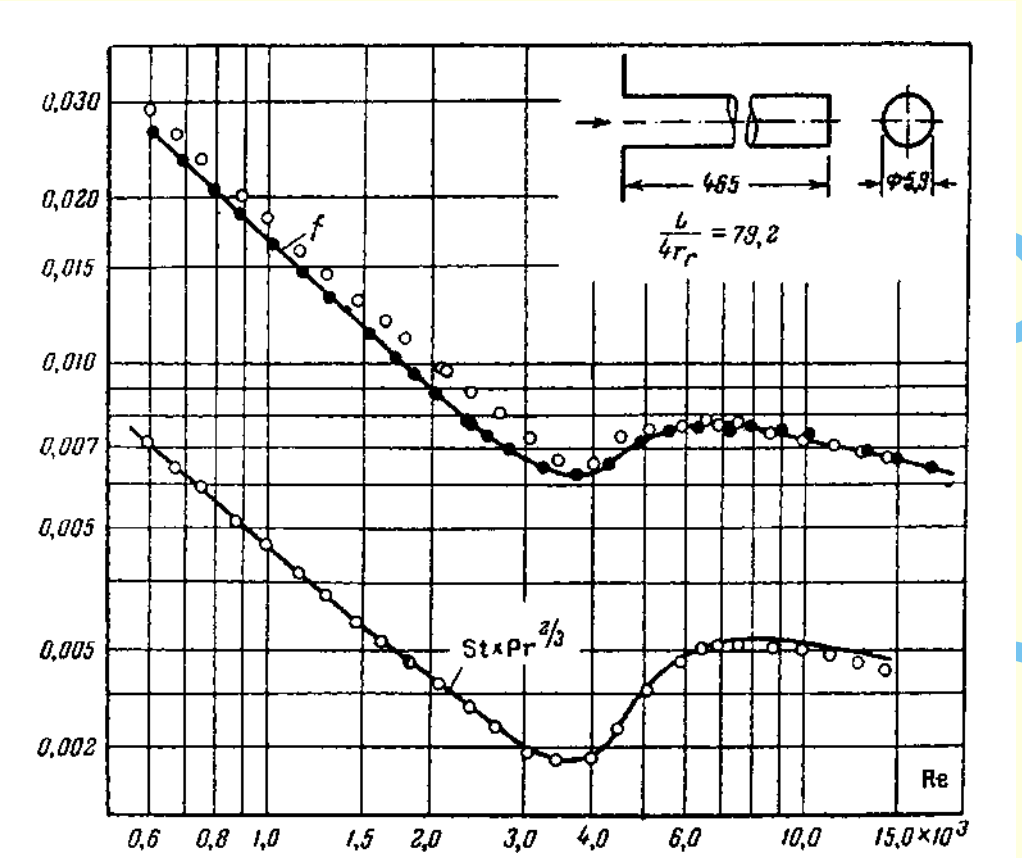


Рис. 1.221. Поток в круглых трубах. Поверхность ПТ-1.
Гидравлический диаметр 5,9 мм.
Площадь свободного сечения одной трубы $0{,}27 \cdot 10^{-4}$ м^2

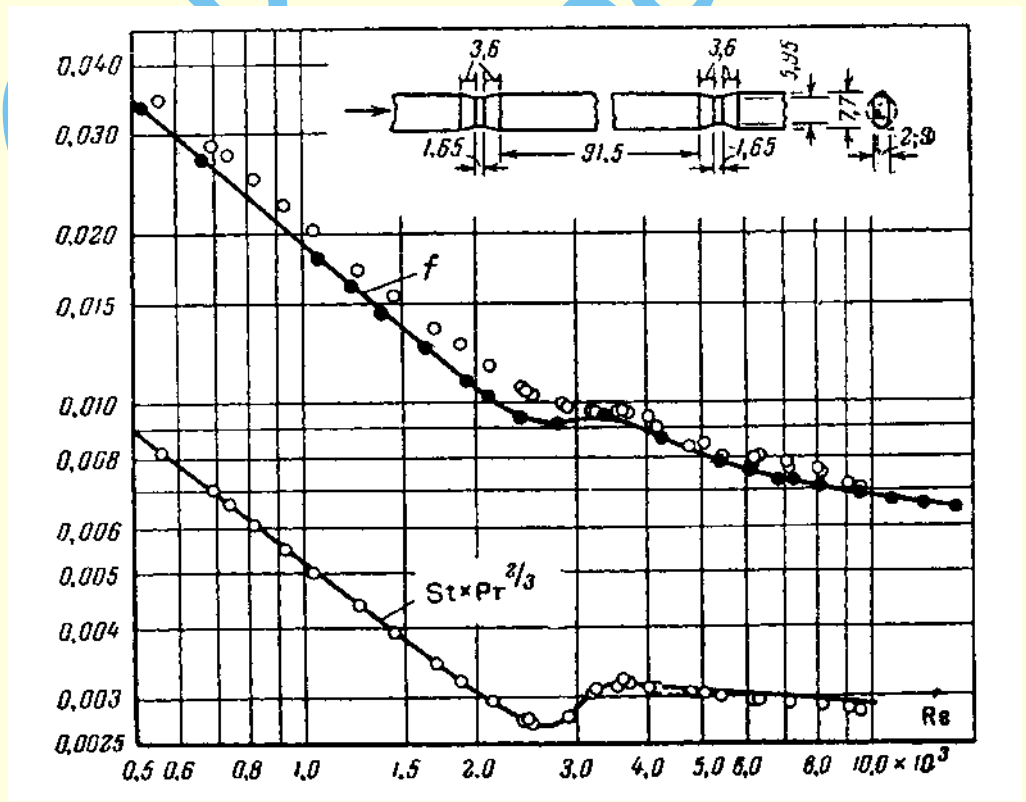


Рис. 1.222. Поток в плоской трубе. Поверхность ПлТ-1.
Гидравлический диаметр канала $4r_г = 4{,}4$ мм.
Минимальное свободное сечение одной трубы $f_с = 0{,}204 \cdot 10^{-4}$ м^2

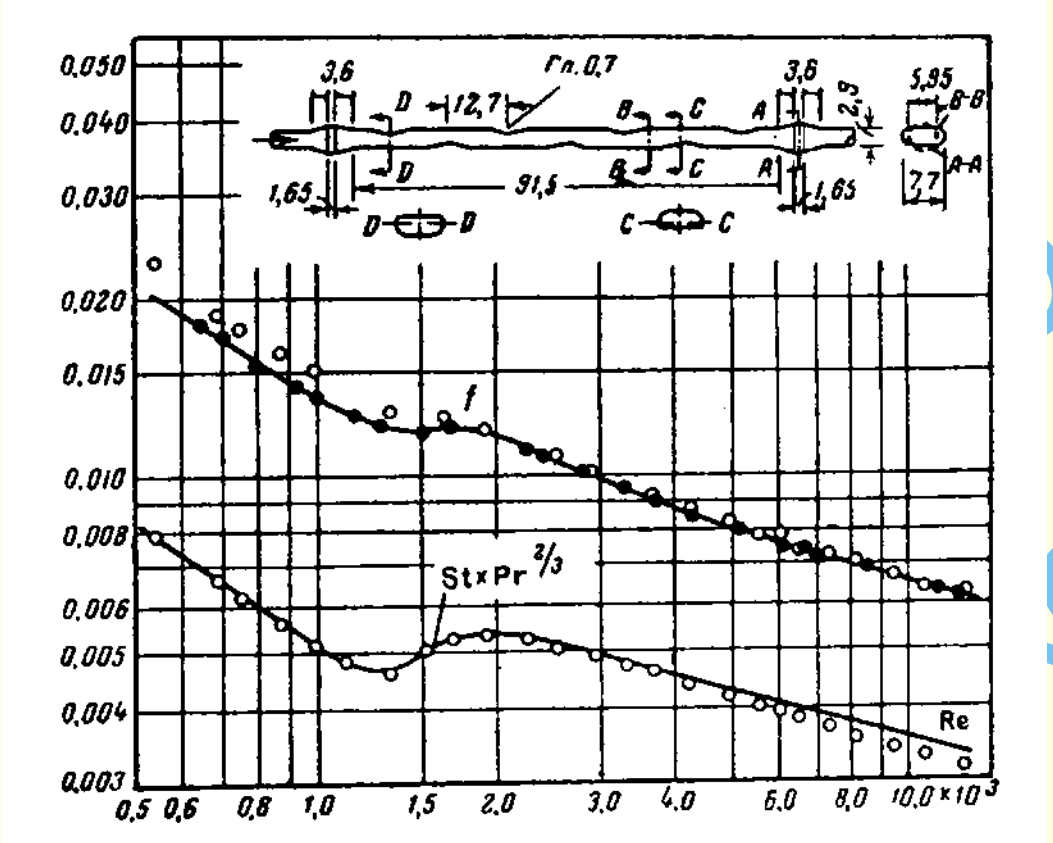


Рис. 1.223. Поток в плоской пережатой трубе. Поверхность ПлПжТ-1.
Глубина вмятины 0,76 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г = 3{,}4$ мм.
Минимальное свободное сечение одной трубы $f_c = 0{,}157 \cdot 10^{-4}$ м^2

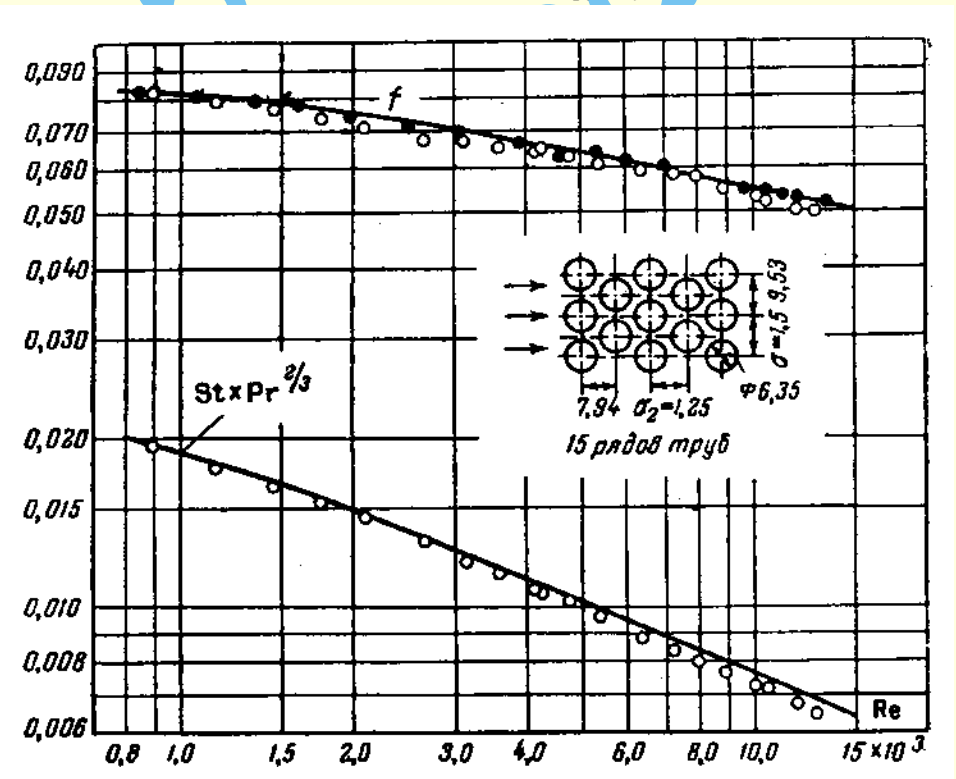


Рис. 1.224. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Поверхность Ш-1,50–1,25 (стационарный режим).
Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.

Гидравлический диаметр $4r_г = 5{,}03$ мм; $\sigma = \dfrac{f_c}{f_{фр}} = 0{,}333$; $\psi = \dfrac{S_0}{f_{фр}L} = 263{,}45$ м^2/м^3

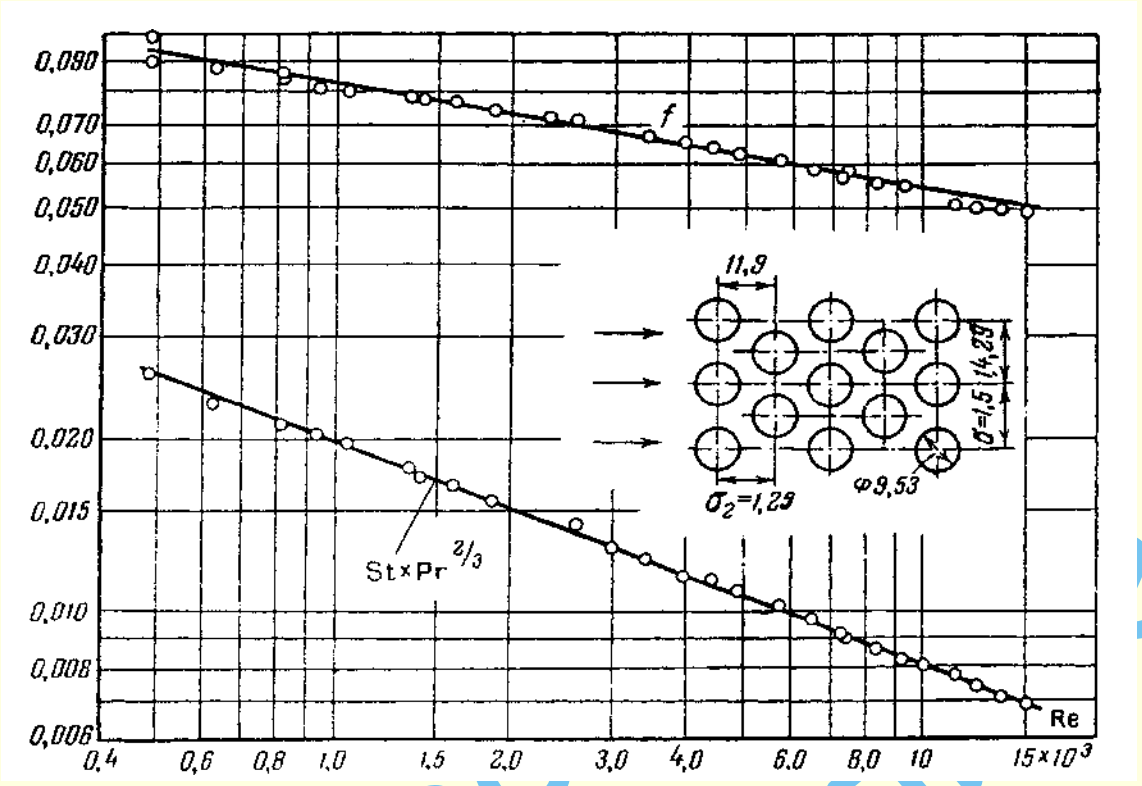


Рис. 1.225. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Поверхность Ш-1,50-1,25а (нестационарный режим).
Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.
Гидравлический диаметр $4r_г$ = 7,57 мм; σ = 0,333; ψ = 175,19 м^2/м^3

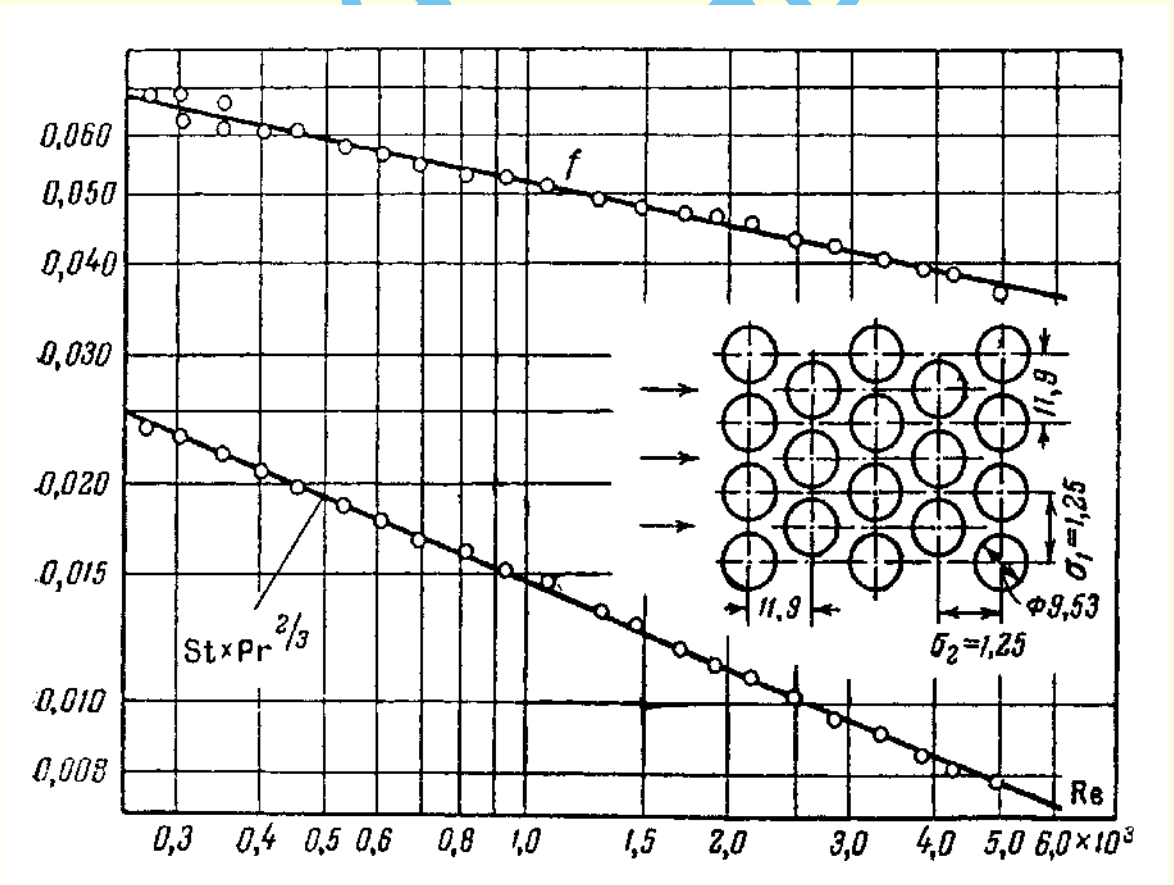


Рис. 1.226. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Поверхность Ш-1,25-1,25 (нестационарный режим).
Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.
Гидравлический диаметр $4r_г$=3,81 мм; σ = 0,200; ψ = 211,28 м^2/м^3

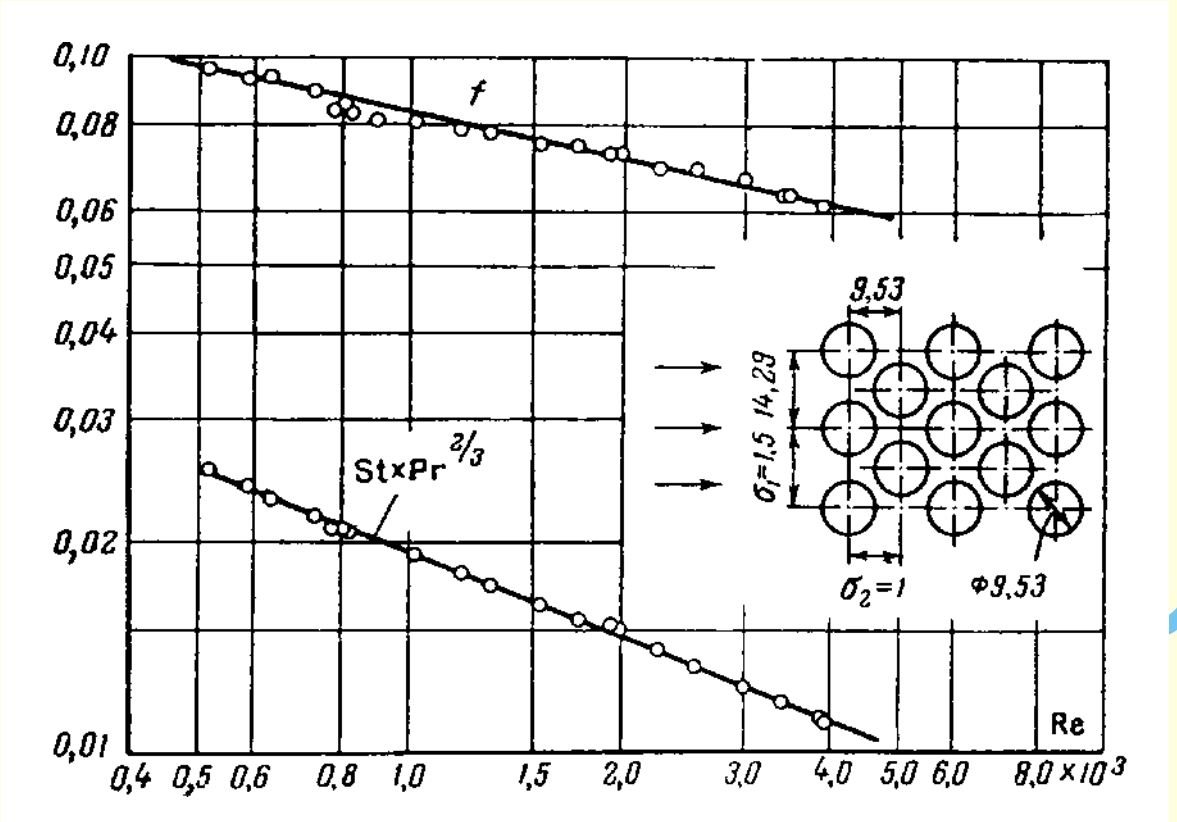


Рис. 1.227. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Поверхность Ш-1,50-1,00 (нестационарный режим).
Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.
Гидравлический диаметр $4r_г$= 5,90 мм; σ = 0,333; ψ = 220,14 м^2/м^3

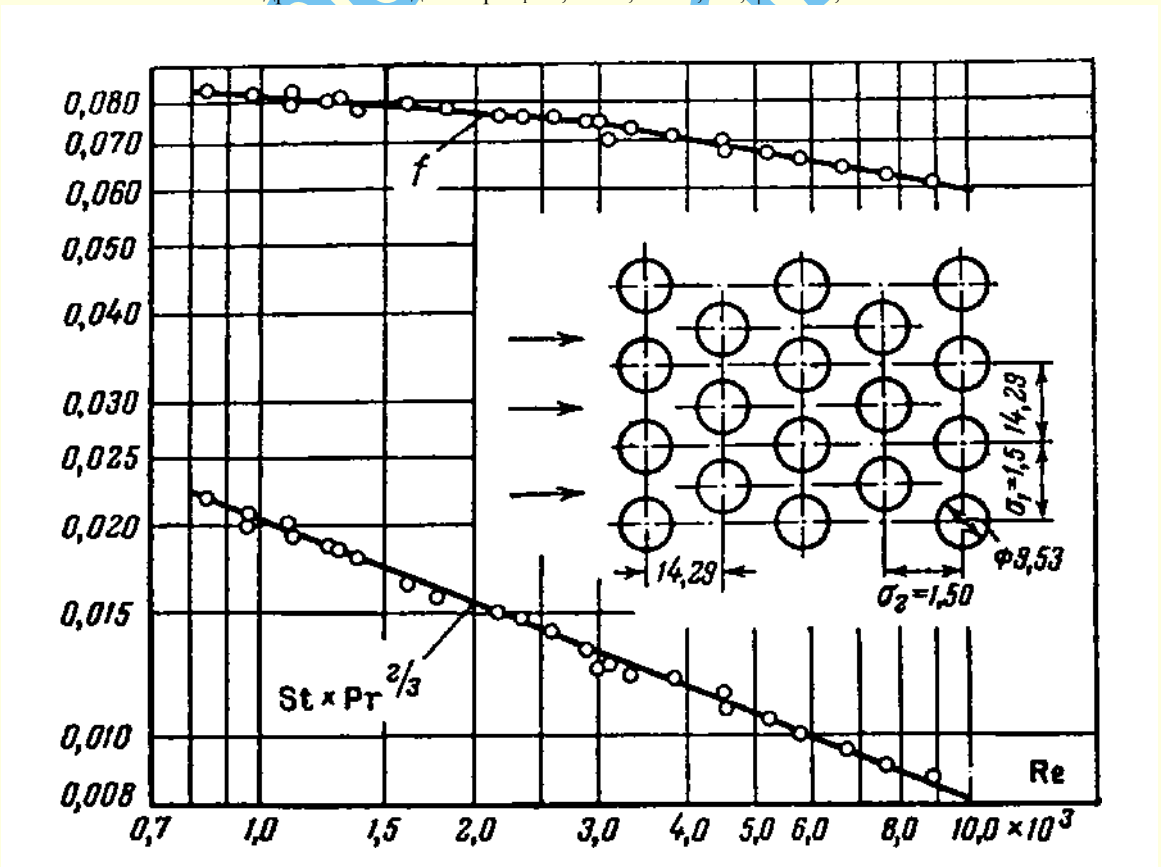


Рис. 1.228. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Поверхность Ш-1,50-1,50 (нестационарный режим).
Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку.
Гидравлический диаметр $4r_г$ = 9,09 мм; σ = 0,333; ψ = 146,98 м^2/м^3

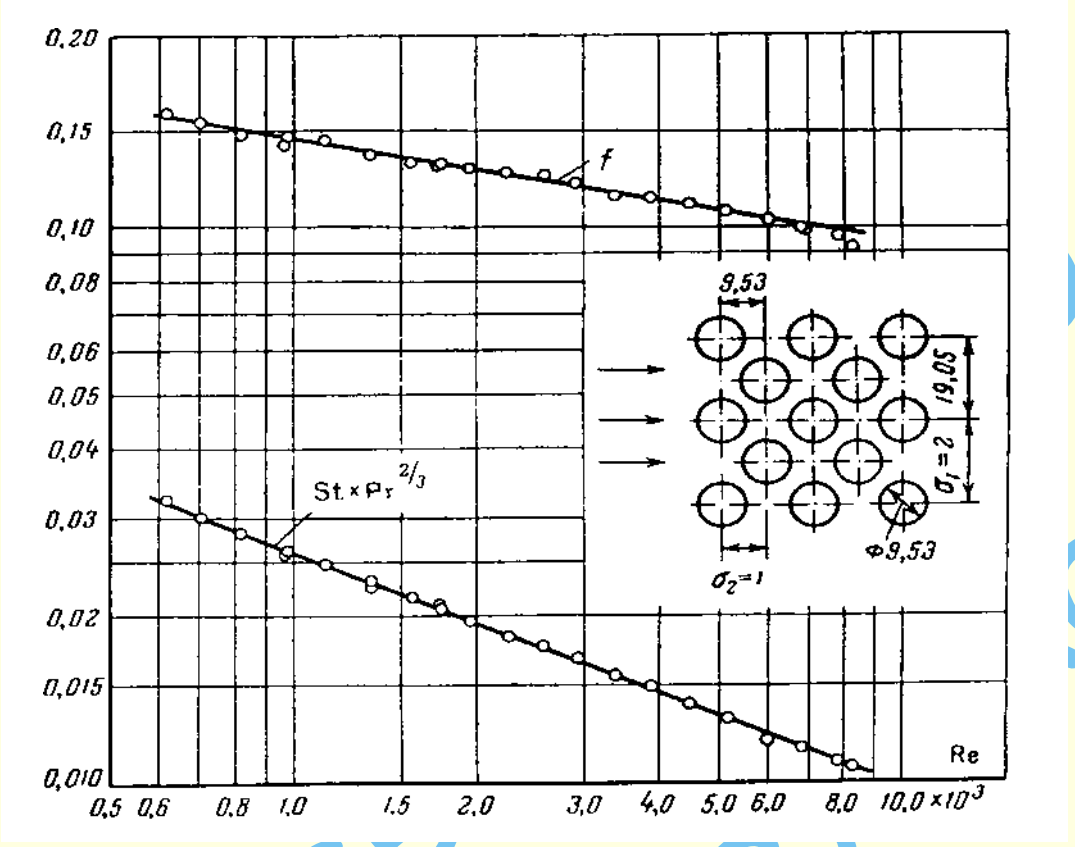


Рис. 1.229. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Поверхность Ш-2,0-1,0 (нестационарный режим).
Минимальное свободное сечение лежит в диагональной плоскости.
Гидравлический диаметр $4r_г = 9{,}96$ мм; $\sigma = 0{,}414$; $\psi = 165{,}02$ м^2/м^3

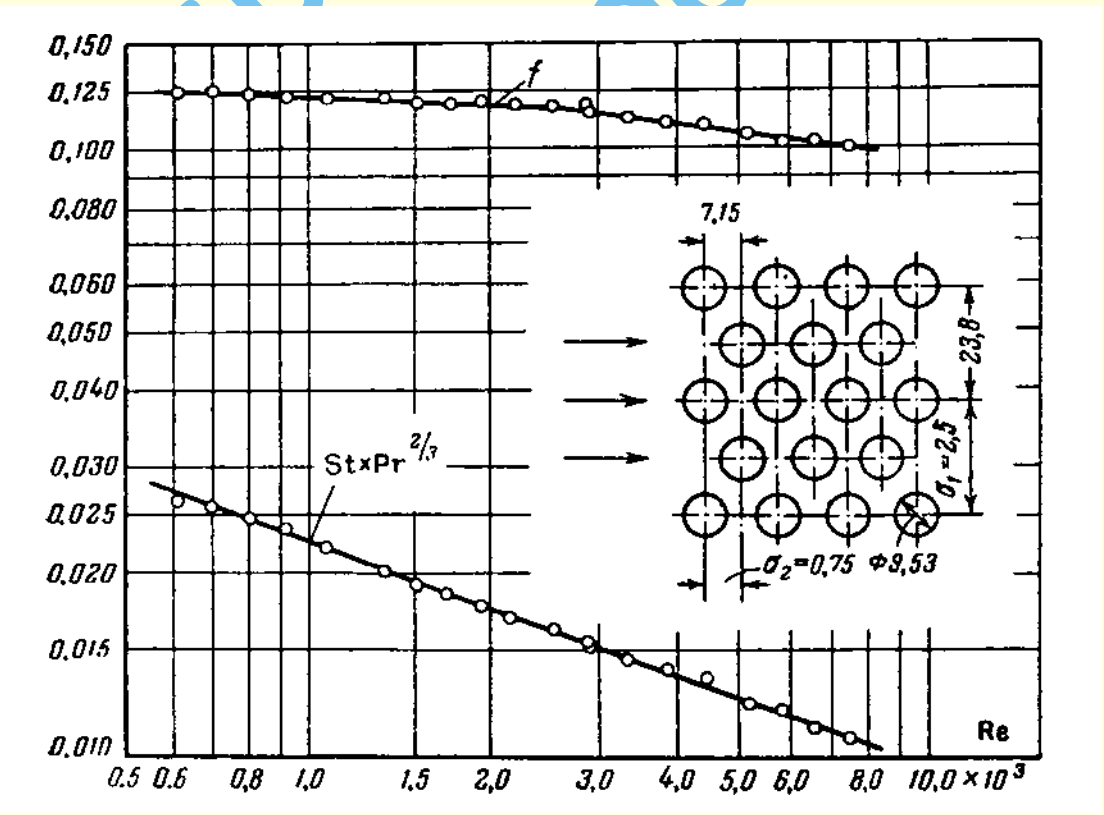


Рис. 1.230. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Поверхность Ш-2,50-0,75 (нестационарный режим).
Минимальное свободное сечение лежит в диагональной плоскости.
Гидравлический диаметр $4r_г = 8{,}26$ мм; $\sigma = 0{,}366$; $\psi = 175{,}85$ м^2/м^3

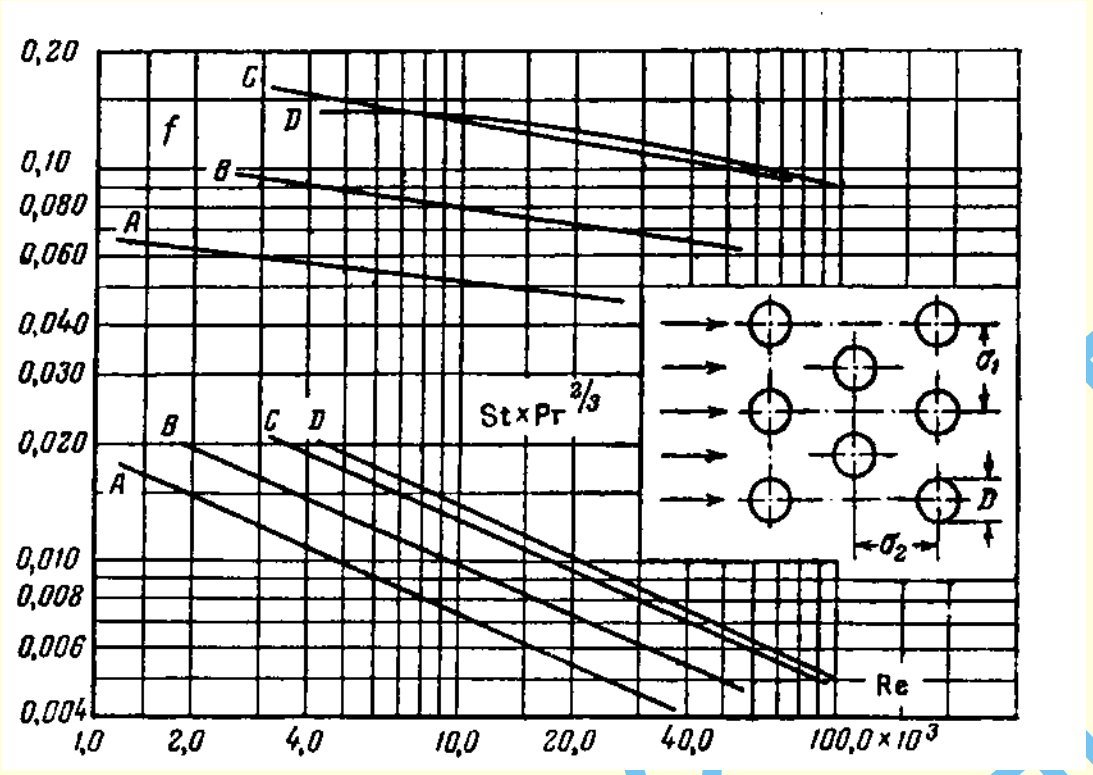


Рис. 1.231. Поперечное обтекание шахматного пучка труб.
Данные Гримисона

	σ_1	σ_2
A	1,25	2,0
B	1,50	2,0
C	2,00	1,5
D	2,00	2,0

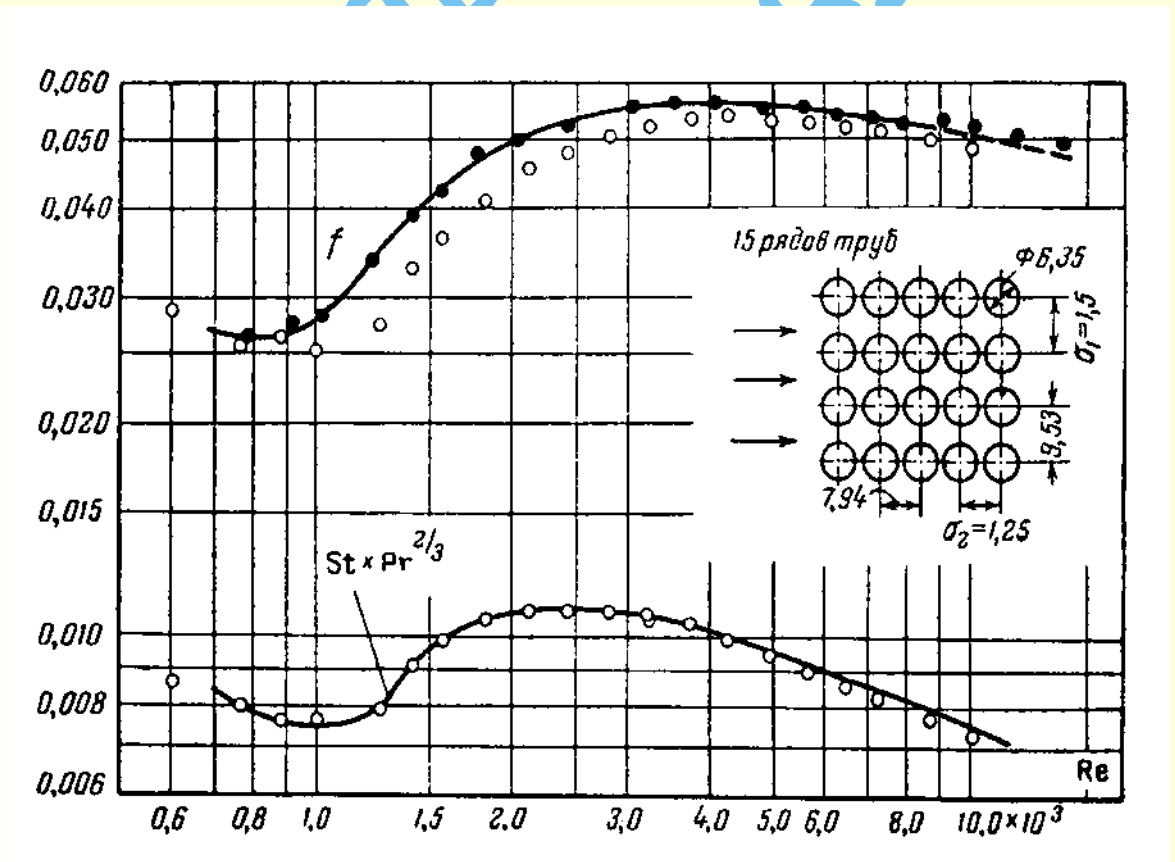


Рис. 1.232. Поперечное обтекание коридорного пучка труб.
Поверхность К-1,50-1,25а. Глубина пучка – 15 рядов труб (стационарный режим).
Гидравлический диаметр $4r_г$= 5,06 мм; σ = 0,338; ψ = 263,78 м^2/м^3

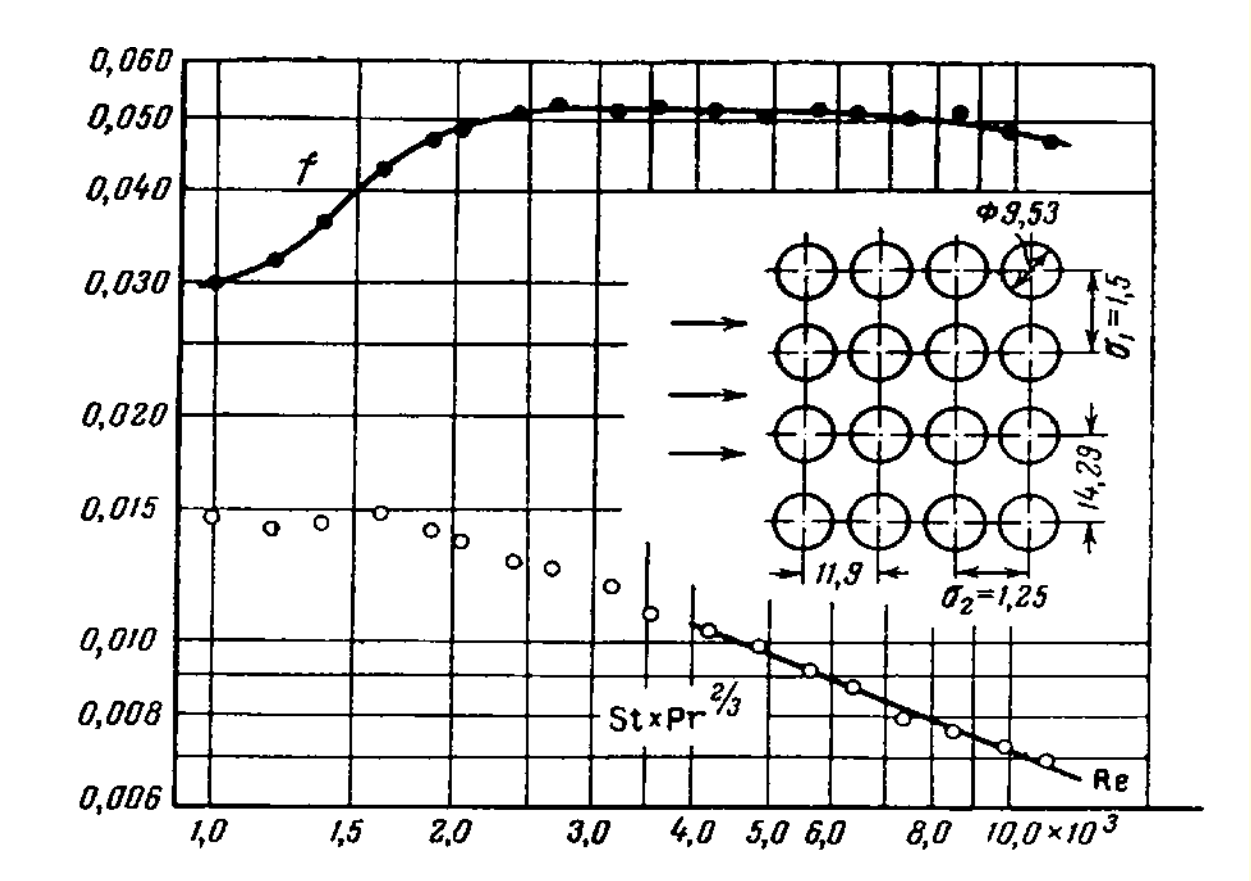


Рис. 1.233. Поперечное обтекание коридорного пучка труб.
Поверхность К-1,50-1,25 (нестационарный режим).
Гидравлический диаметр $4r_г$ =7,57 мм; σ = 0,333; ψ = 175,85 м^2/м^3

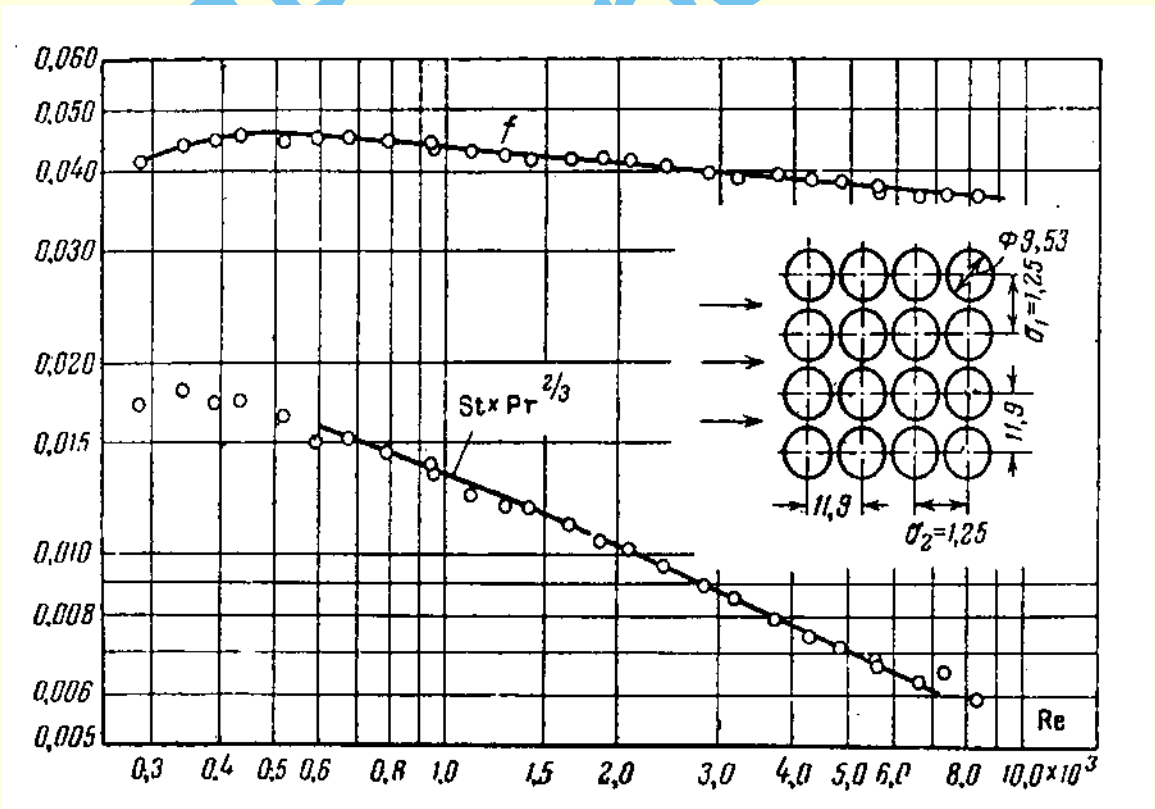


Рис. 1.234. Поперечное обтекание коридорного пучка труб.
Поверхность К-1,25-1,25 (нестационарный режим).
Гидравлический диаметр $4r_г$ = 3,77 мм; σ = 0,200; ψ = 211,28 м^2/м^3

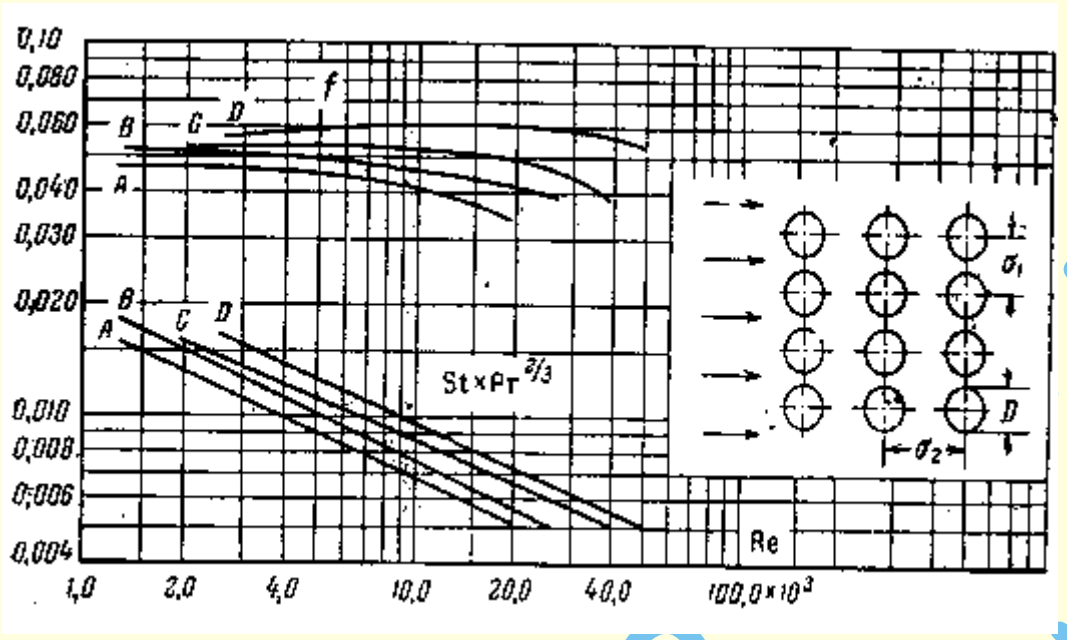


Рис. 1.235. Поперечное обтекание коридорных пучков труб.
Данные Гримисона; № 1

	σ_1	σ_2
A	1,25	1,50
B	1,25	2,0
C	1,50	1,50
D	1,50	2,0

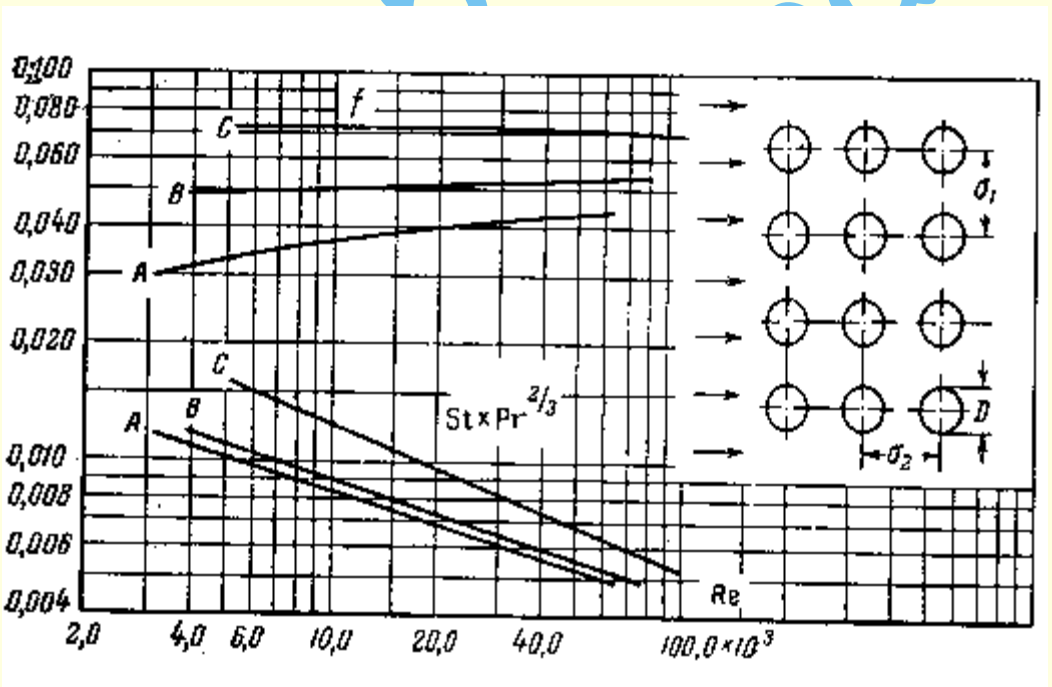


Рис. 1.236. Поперечное обтекание коридорных пучков труб.
Данные Гримисона; № 2

	σ_1	σ_2
A	2,00	1,25
B	2,0	1,50
C	2,0	2,0

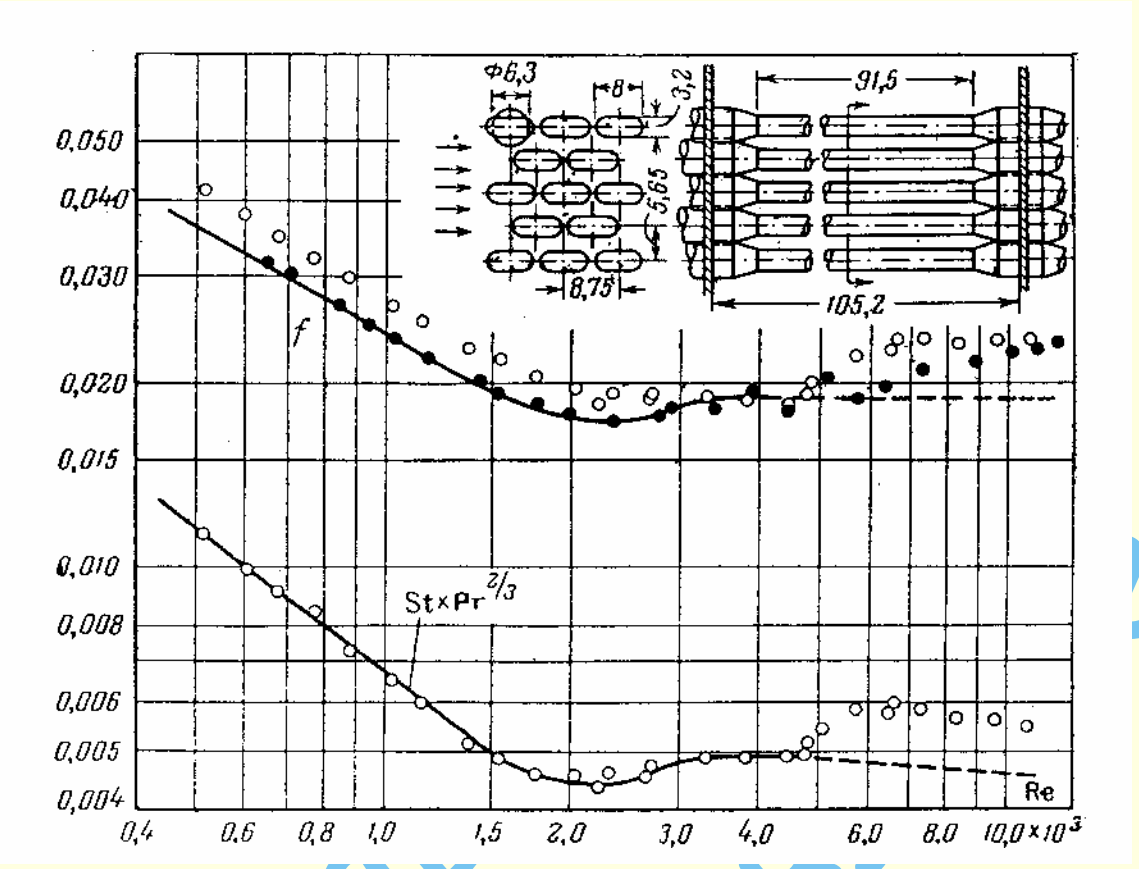


Рис. 1.237. Поперечное обтекание шахматного пучка плоских труб.
Поверхность ПлТ-2.
Гидравлический диаметр $4r_г = 4{,}37$ мм; $\sigma = 0{,}386$; $\psi = 354{,}1$ м^2/м^3

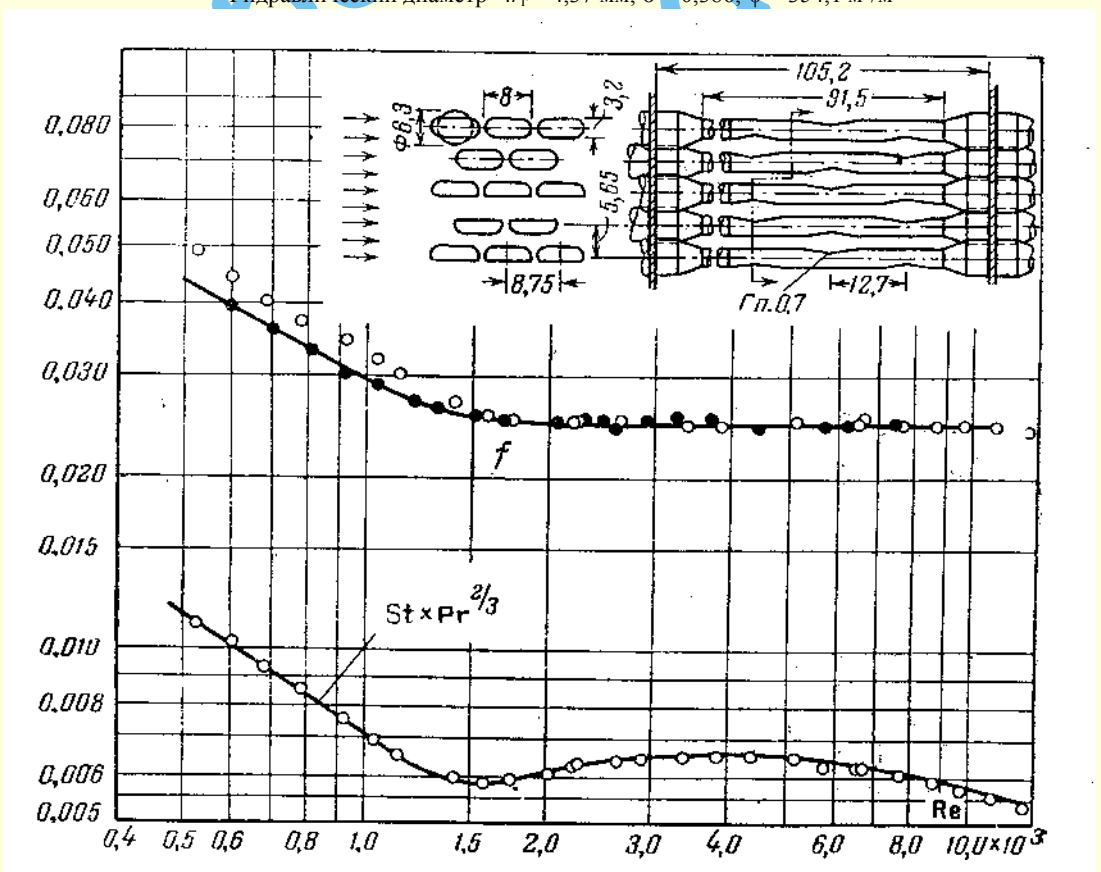


Рис. 1.238. Поперечное обтекание шахматного пучка плоских пережатых труб.
Поверхность ПлПжТ-2.
Гидравлический диаметр $4r_г = 4{,}88$ мм; $\sigma = 0{,}423$; $\psi = 354{,}1$ м^2/м^3

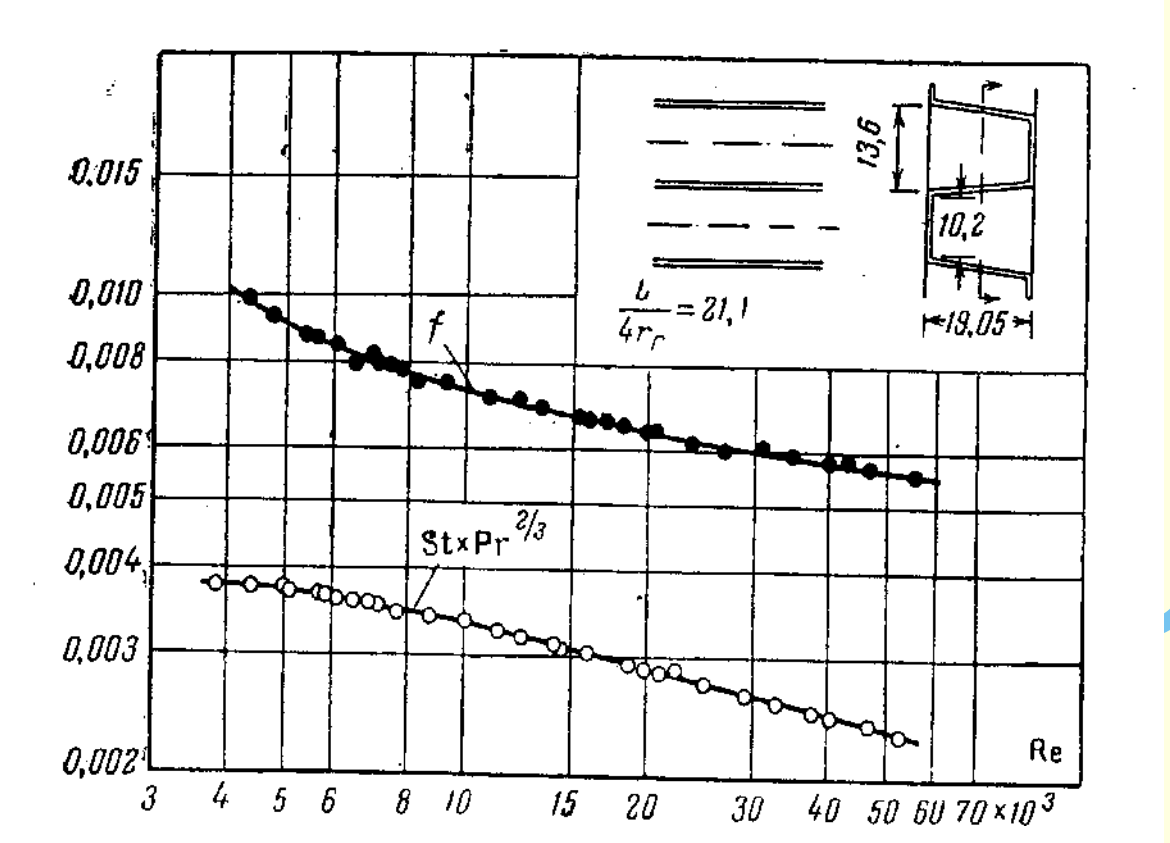


Рис. 1.239. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-1.
Число ребер 79 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 19,05 мм.
Длина ребра 30,5 см. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 14,45 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,813 мм. β = 250,0 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,606

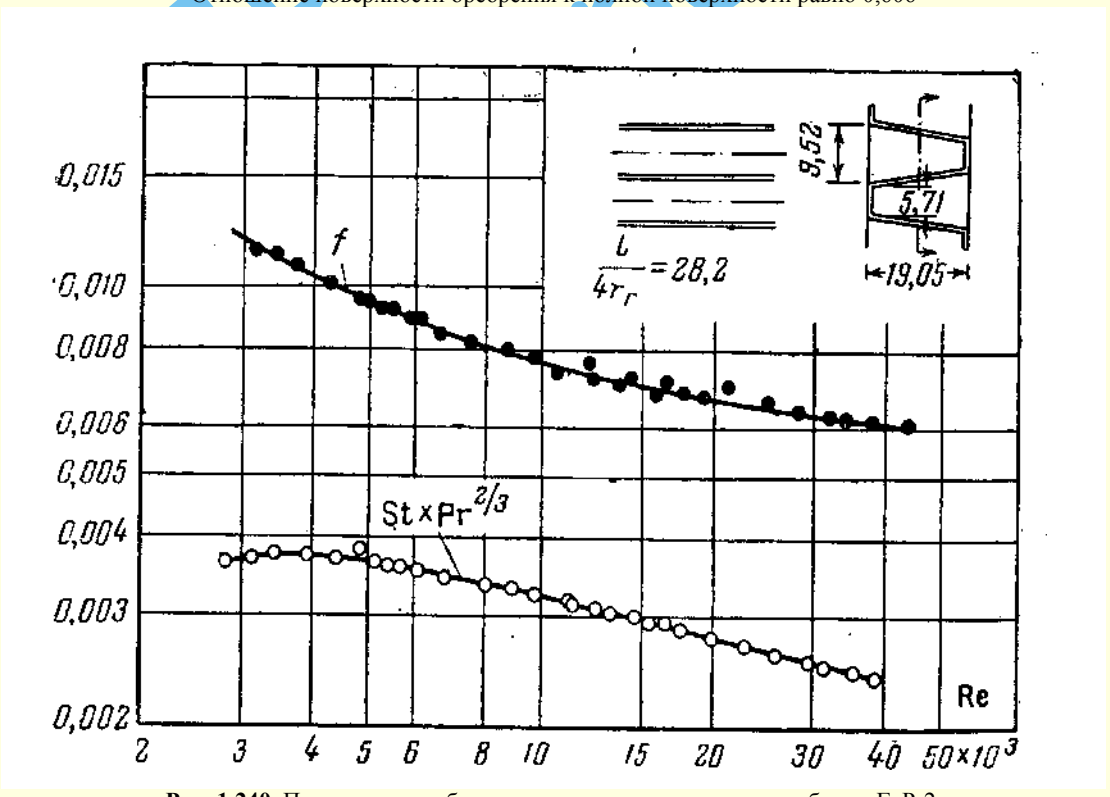


Рис. 1.240. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-2.
Число ребер 118,2 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 19,05 мм. Длина ребра 30,5 см.
Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 10,85 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,813 мм. β = 321,5 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,706

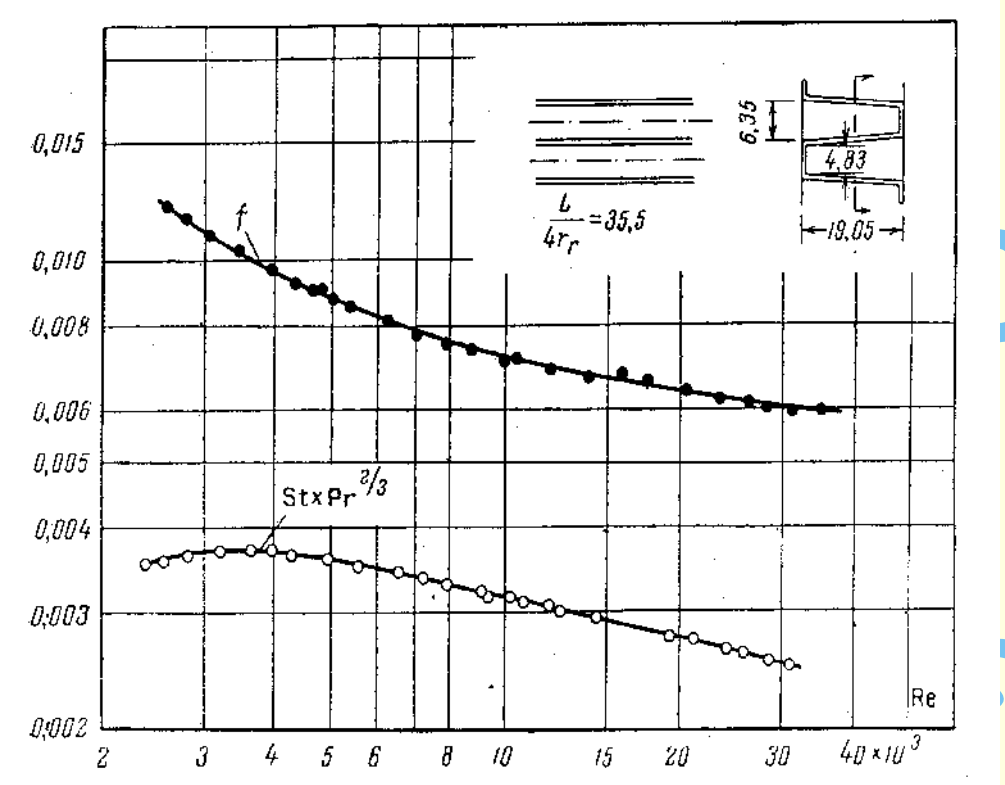


Рис. 1.241. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-3. Число ребер 156 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 19,05 мм. Длина ребра 30,5 см. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 8,5 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,813 мм. β = 391,5 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,776

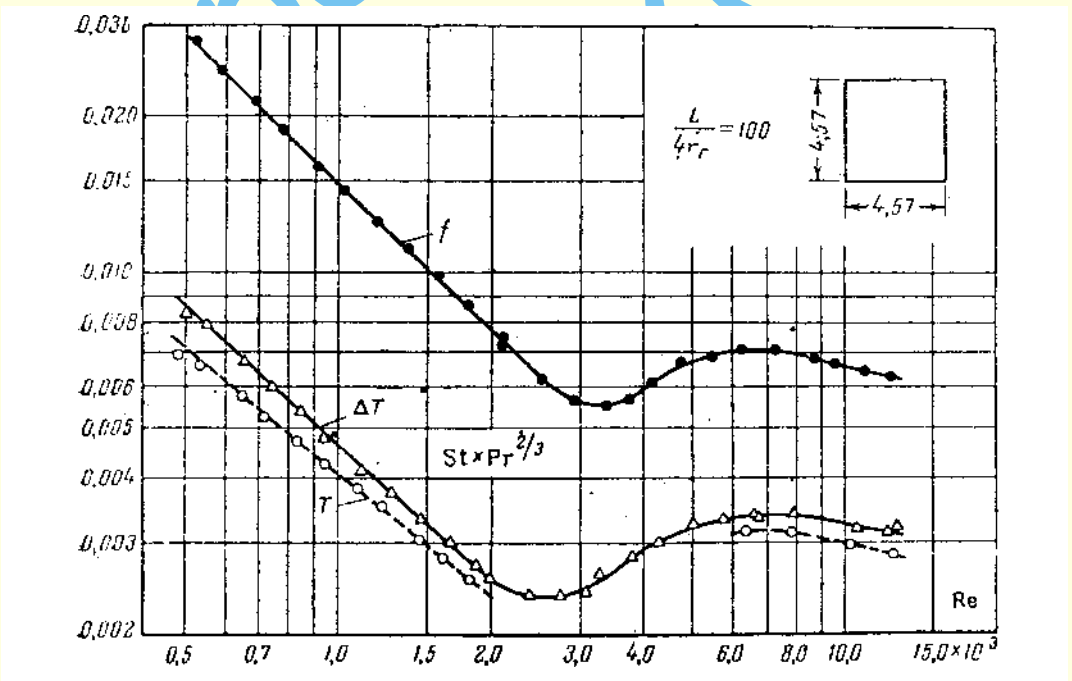


Рис. 1.242. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-4. Исследовавшаяся модель этой поверхности была образована трубками квадратного сечения, а не оребренными пластинами. Поэтому сведения о толщине ребра и поверхности в единице объема здесь не приводятся. Δ – экспериментальные точки при постоянной разности температур стенки и теплоносителя; о – экспериментальные точки при постоянной температуре стенки; ● – экспериментальные точки, соответствующие коэффициенту сопротивления в изотермических условиях. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 4,57 мм. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,500

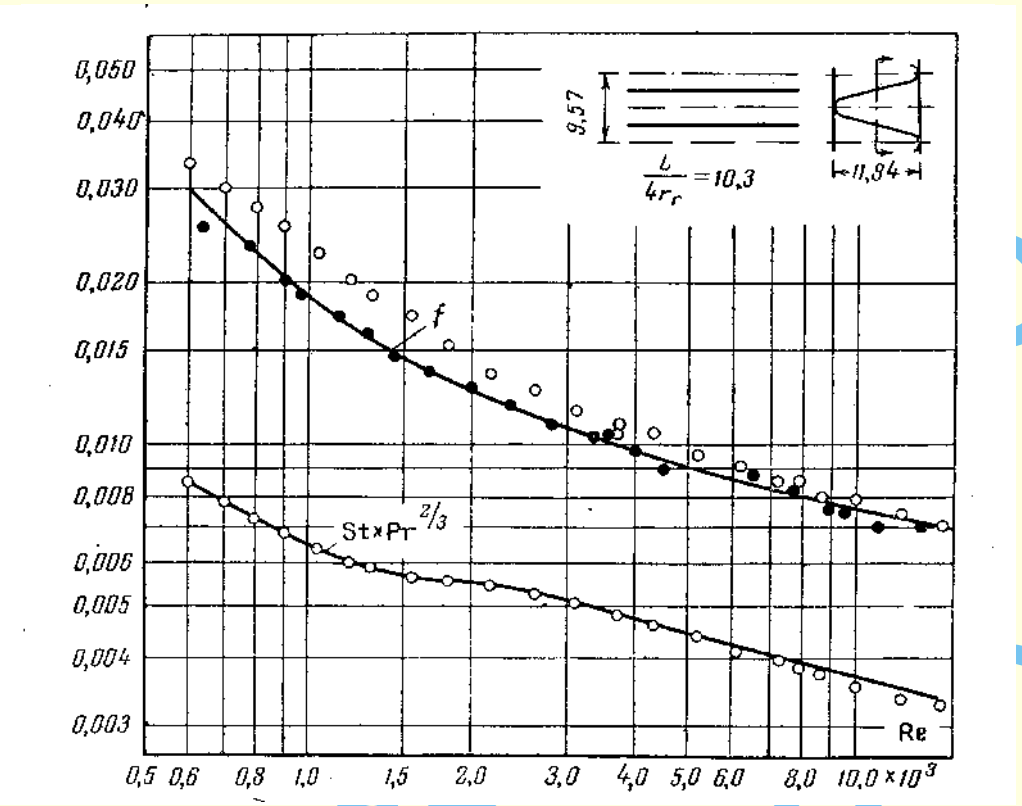


Рис. 1.243. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-5.
Число ребер 208,7 на 1 м. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм.
Гидравлический диаметр $4r_г$=6,15 мм. β = 616,79 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,719

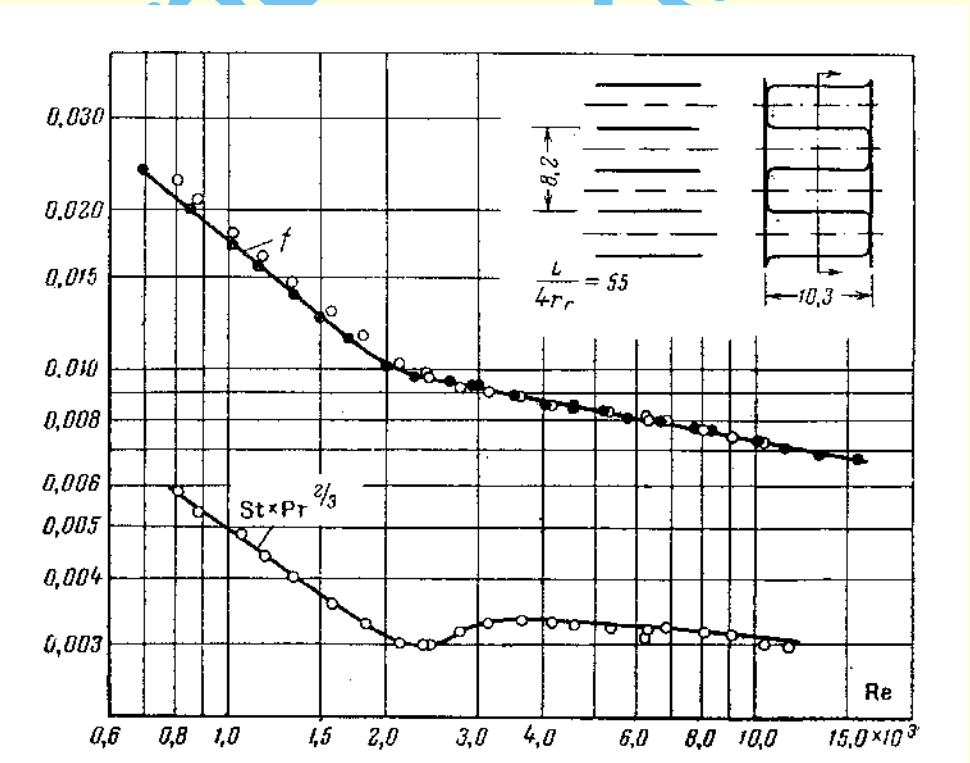


Рис. 1.244. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-6.
Число ребер 244,1 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 5,54 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,254 мм. β = 669,28 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,728

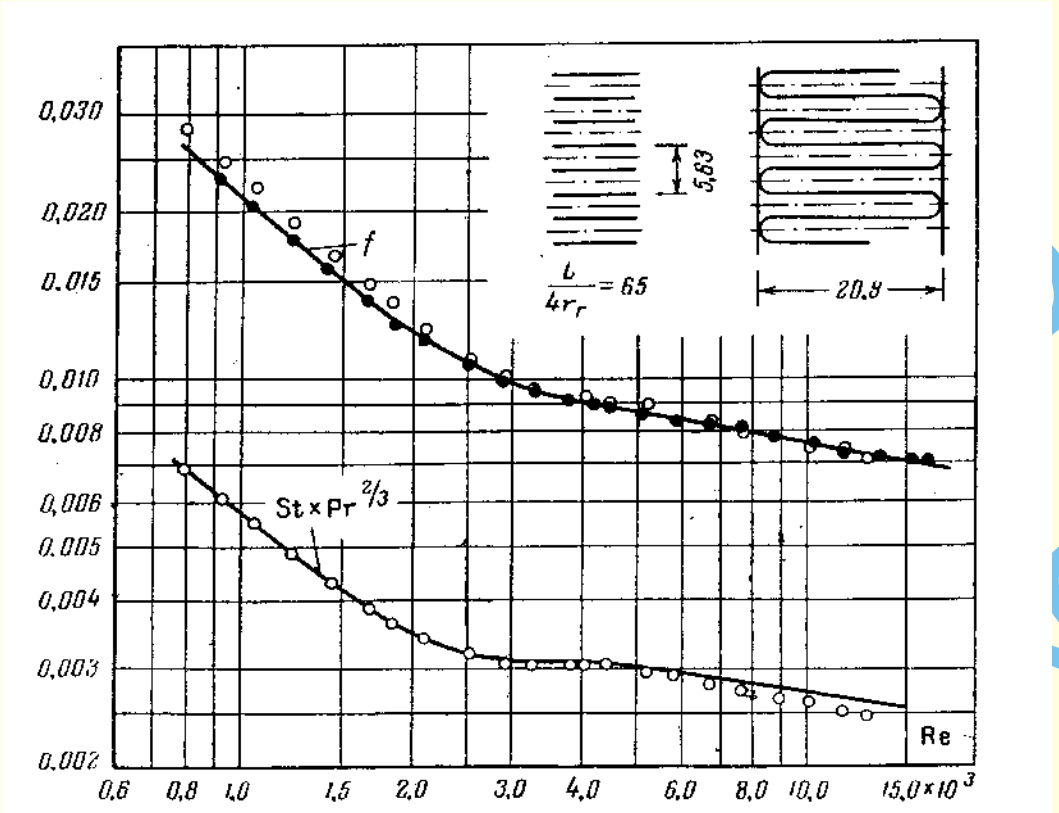


Рис. 1.245. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-7.
Число ребер 355,5 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 4,64 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,203 мм. β = 800,5 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,888

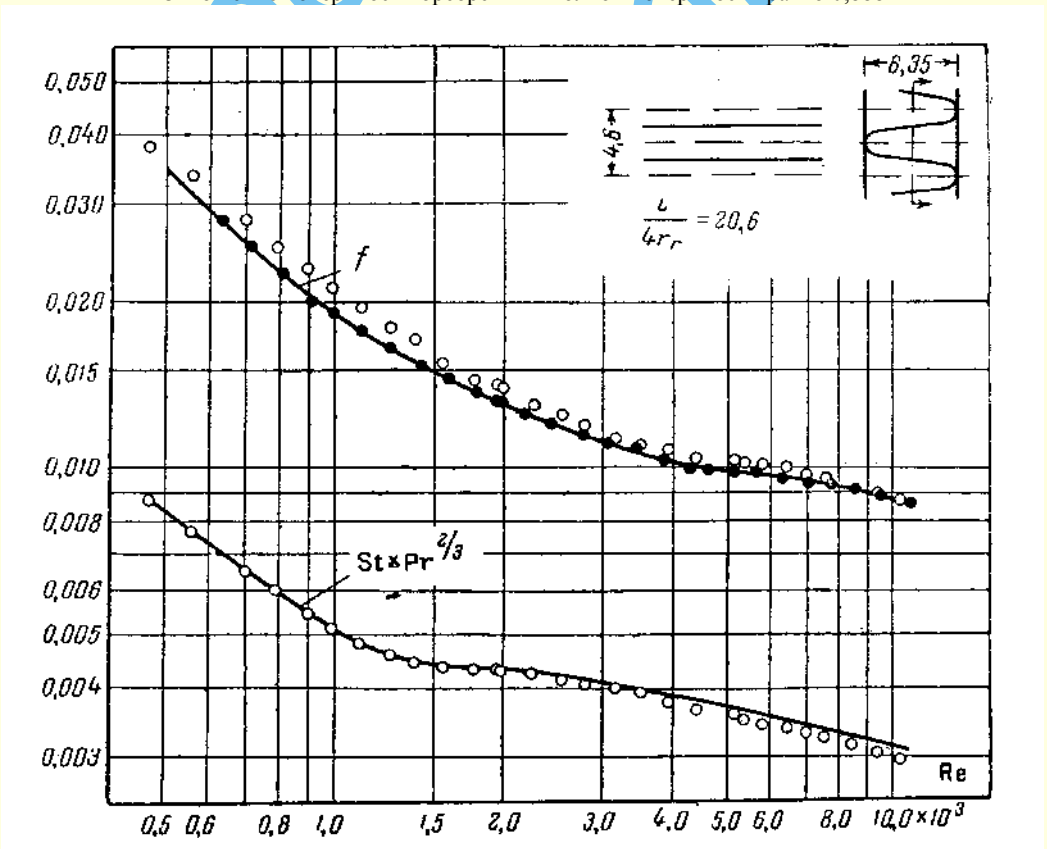


Рис. 1.246. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-8.
Число ребер 437,0 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204,05 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

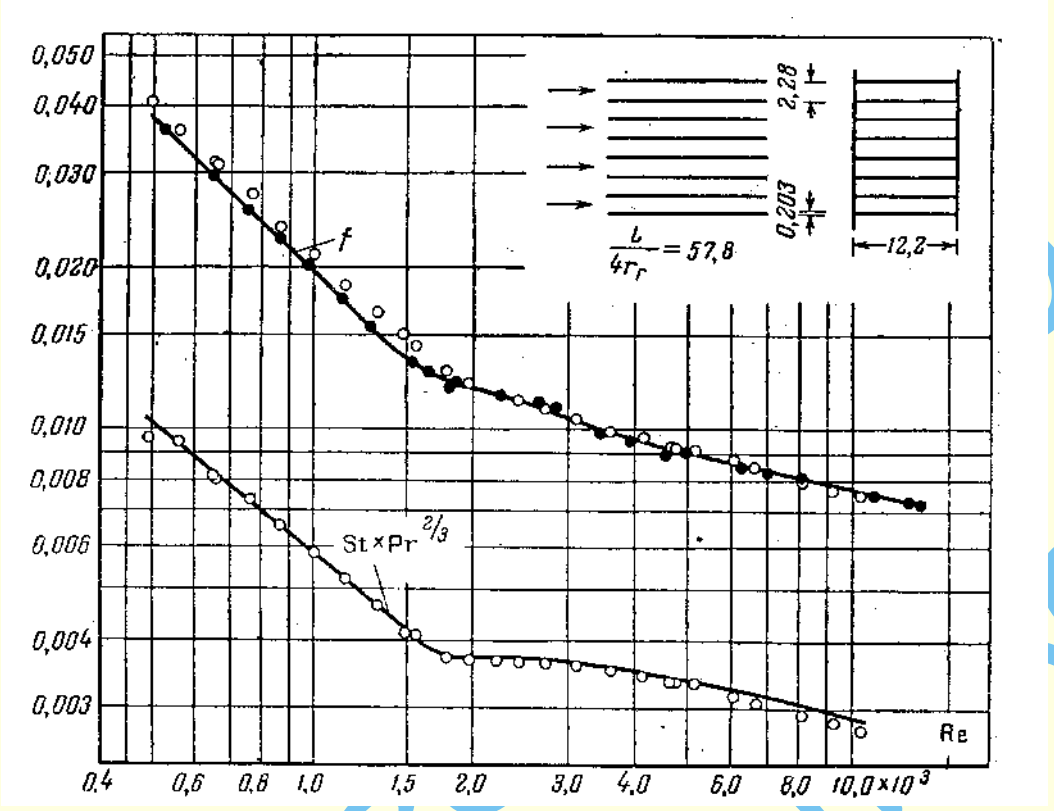


Рис. 1.247. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-9.
Число ребер 437,4 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,52 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,203. β = 1023,6 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,854

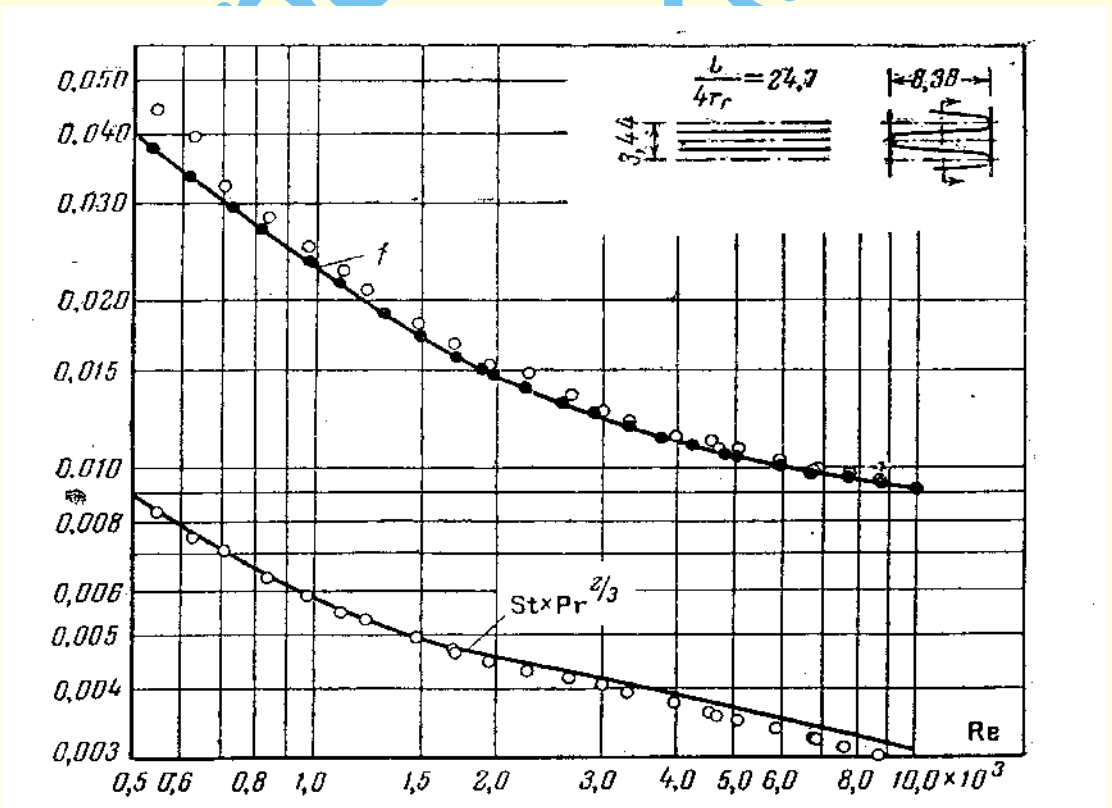


Рис. 1.248. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-10.
Число ребер 581,5 на 1 м. Гидравлический диаметр канала 2,59 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1378 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,844

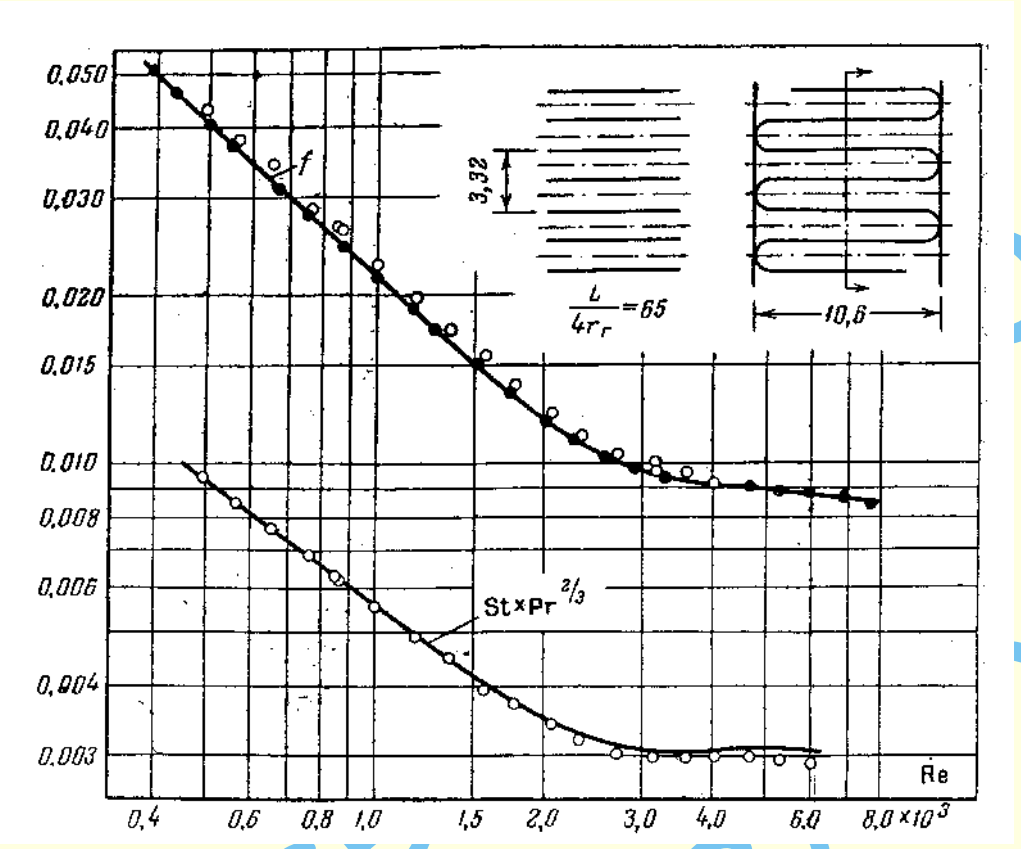


Рис. 1.249. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-11.
Число ребер 593,7 на 1 м. Гидравлический диаметр 2,67 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1358,25 м^2/м^3 .
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,870

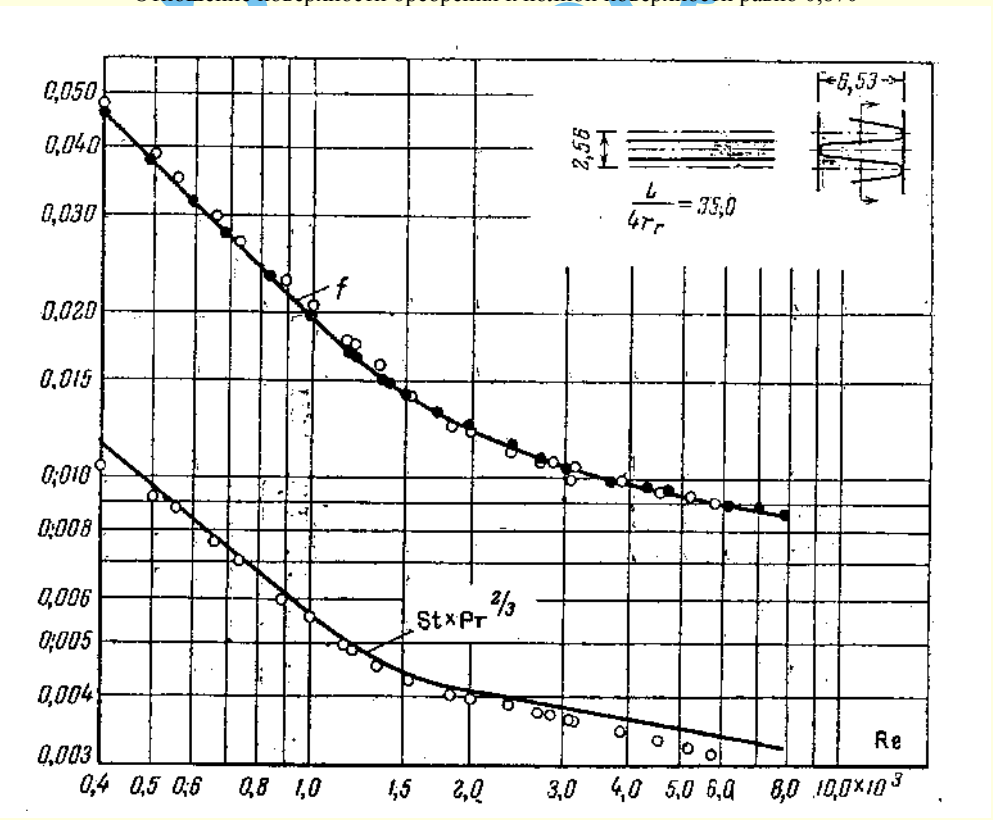


Рис. 1.250. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-12.
Число ребер 781,9 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_r$= 1,875 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1840,53 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,849

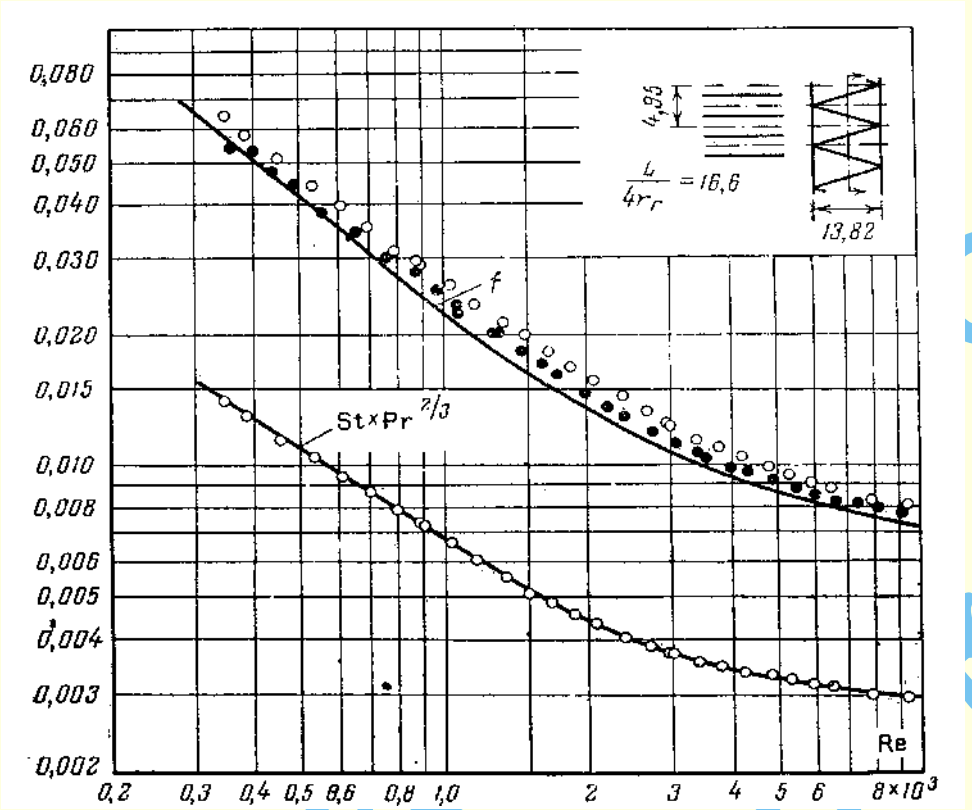


Рис. 1.251. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-13. Число ребер 408,5 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 13,82 мм. Длина ребра в направлении потока 127,2 мм. Гидравлический диаметр $4r_г$=3,84 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,254 мм. β = 950 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,863

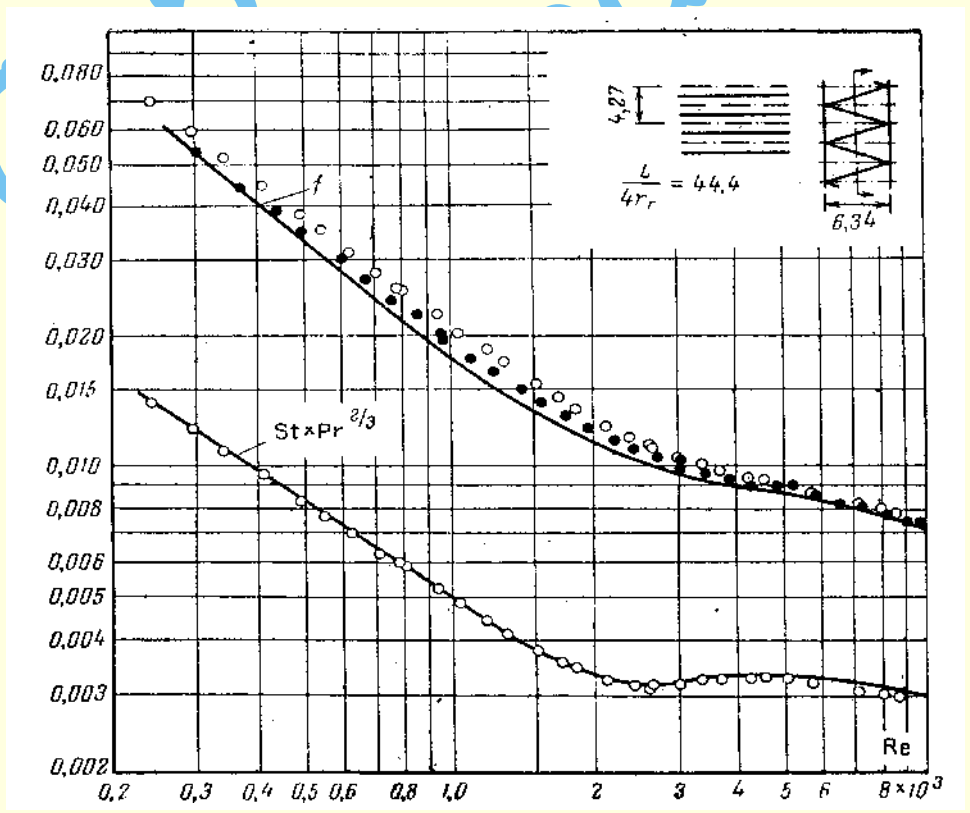


Рис. 1.252. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-14. Число ребер 470 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 6,34 мм. Длина ребра в направлении потока 127,2 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$= 2,87 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1290 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,769

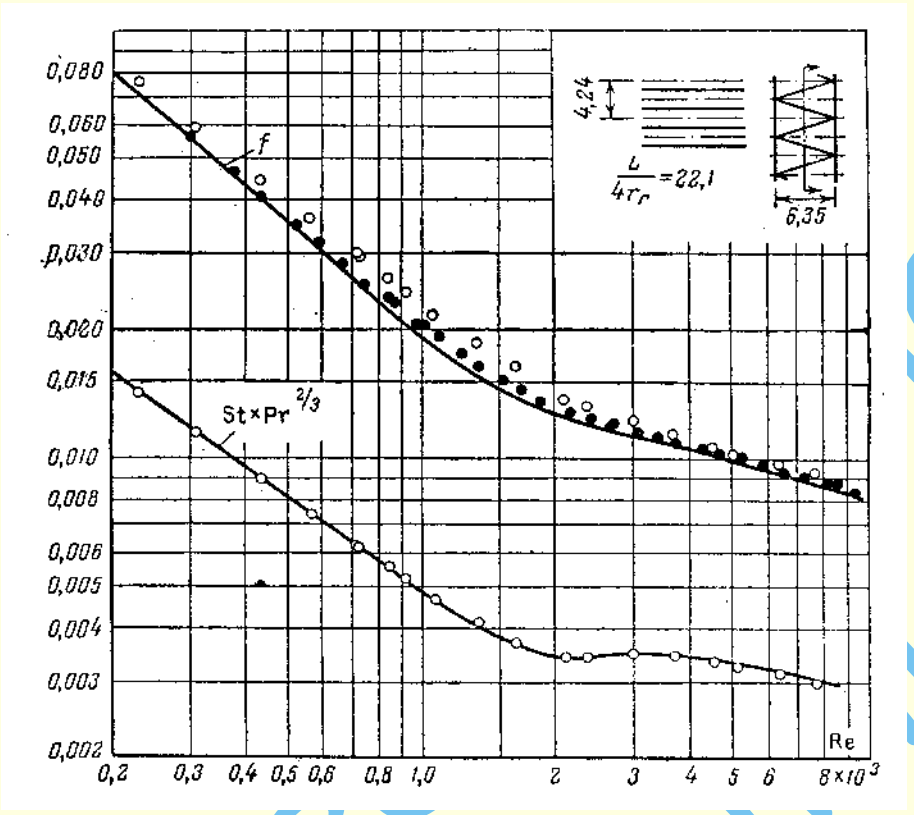


Рис. 1.253. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-15. Число ребер 472,5 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 6,37 мм. Длина ребра в направлении потока 63,5 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 2,87 мм. Материал ребер – никель, толщина 0,152 мм. β = 1288 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,773

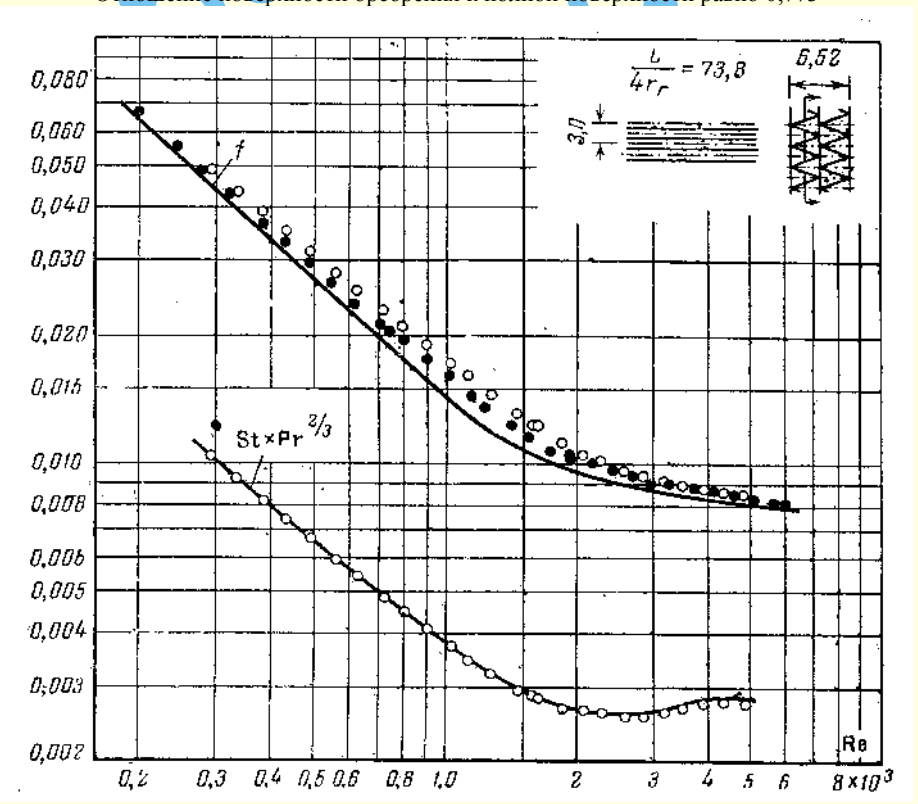


Рис. 1.254. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-16. Число ребер 667 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 6,52 мм. Длина ребра в направлении потока 127,2 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 1,72 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1990 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,861

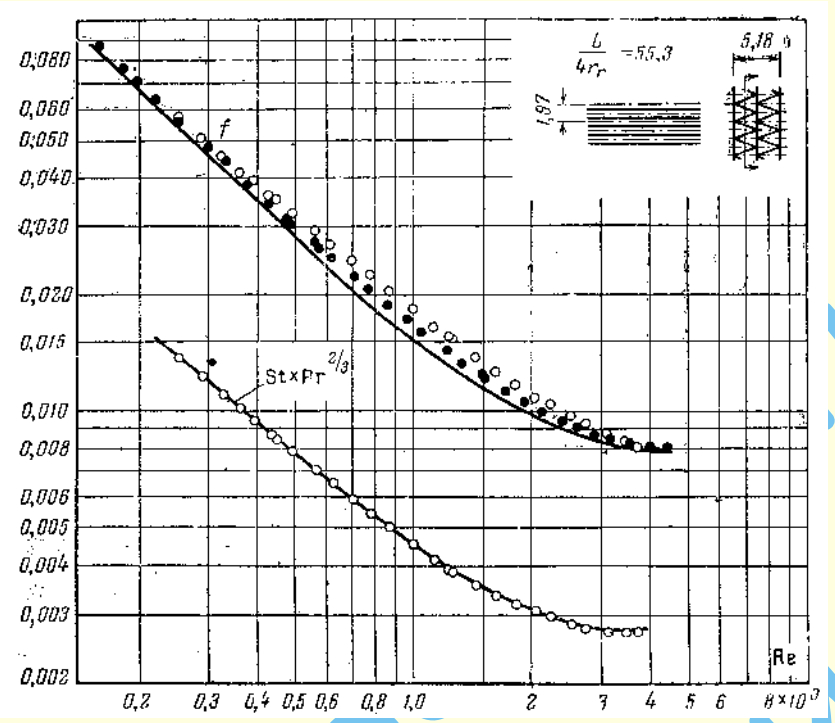


Рис. 1.255. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-17. Число ребер 1014,5 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 5,18 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра в направлении потока 63,5 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 1,15 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β=2810 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,884

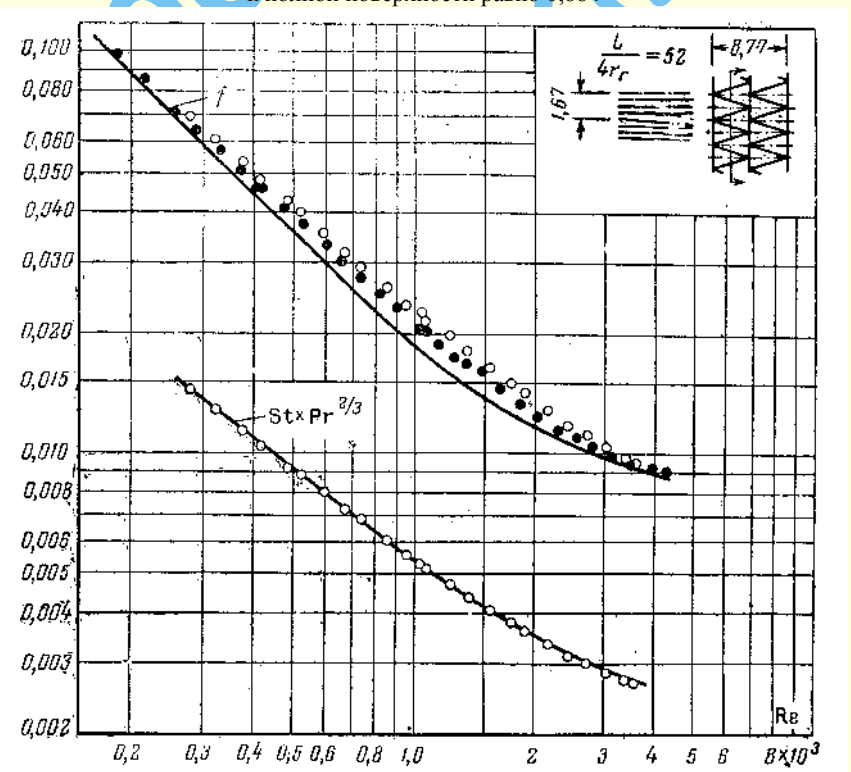


Рис. 1.256. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-18. Число ребер 1195 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 8,77 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра в направлении потока 63,5 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 1,22 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,102 мм. β = 2660 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,928

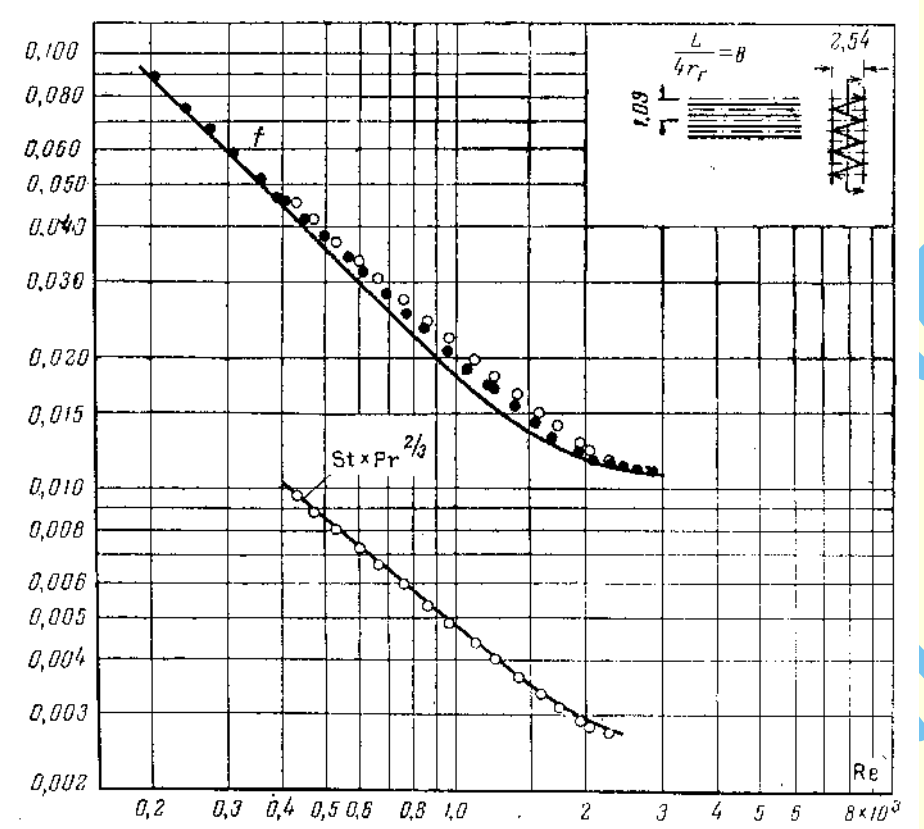


Рис. 1.257. Пластинчато-ребристая поверхность с гладкими ребрами ГлР-19. Число ребер 1825 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 2,54 мм. Длина ребра в направлении потока 66,8 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 0,805 мм. Материал ребра – нержавеющая сталь, толщина 0,051 мм. β = 4360 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,837

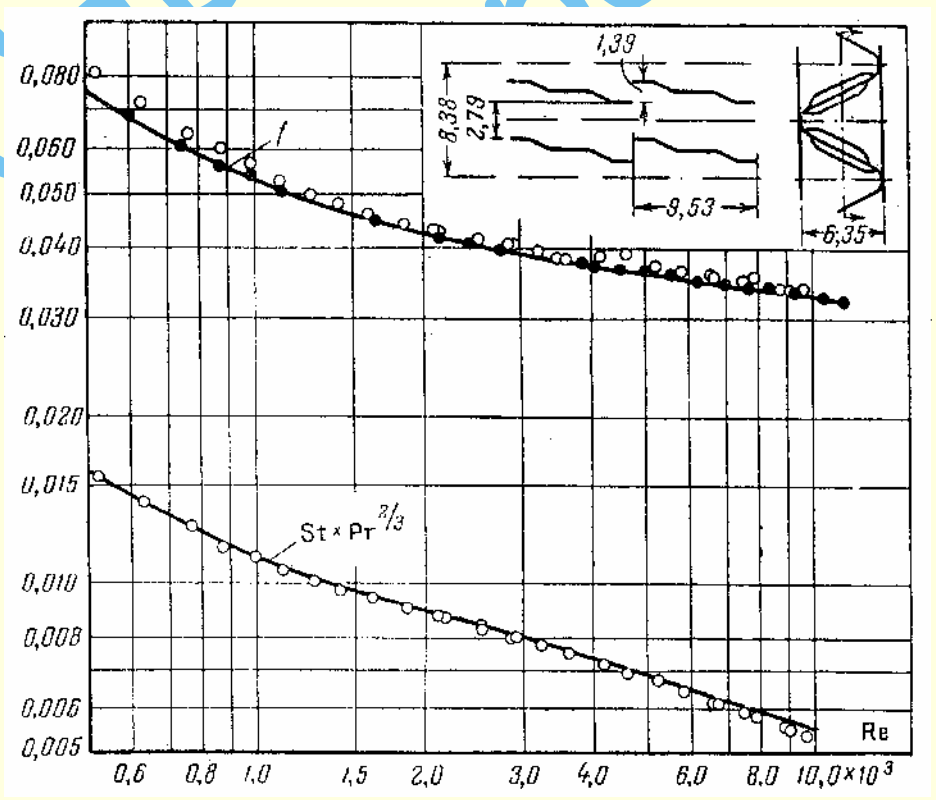


Рис. 1.258. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-1. Число ребер 238,6 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 4,45 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 839,88 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,640

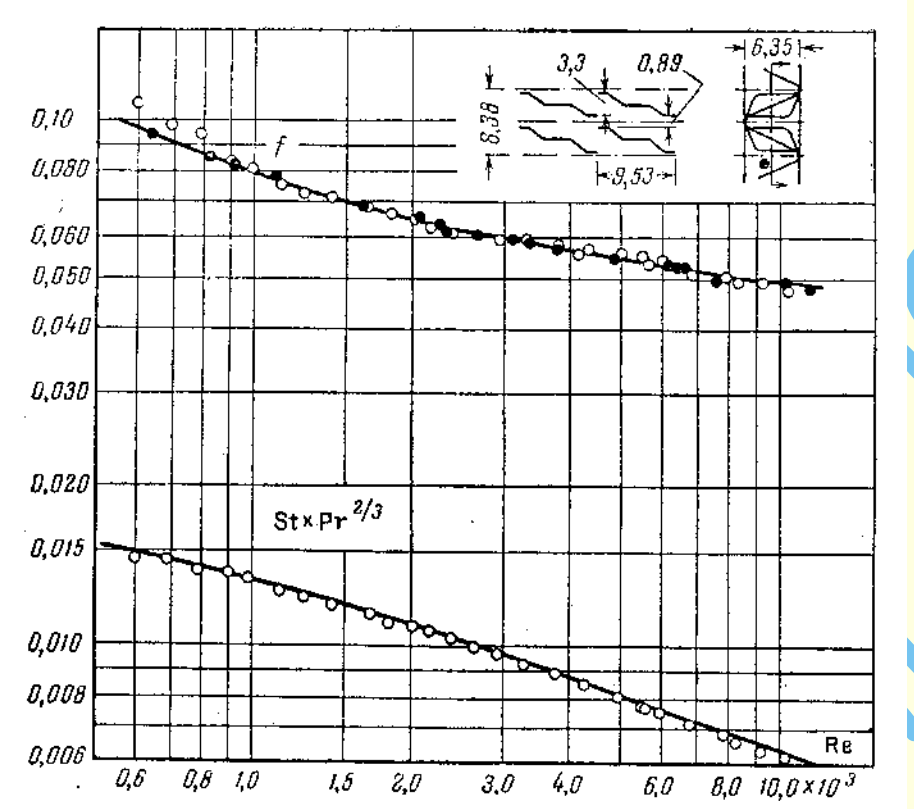


Рис. 1.259. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийнымн ребрами ЖР-2.
Число ребер 238,6 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 4,45 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 839,88 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,640

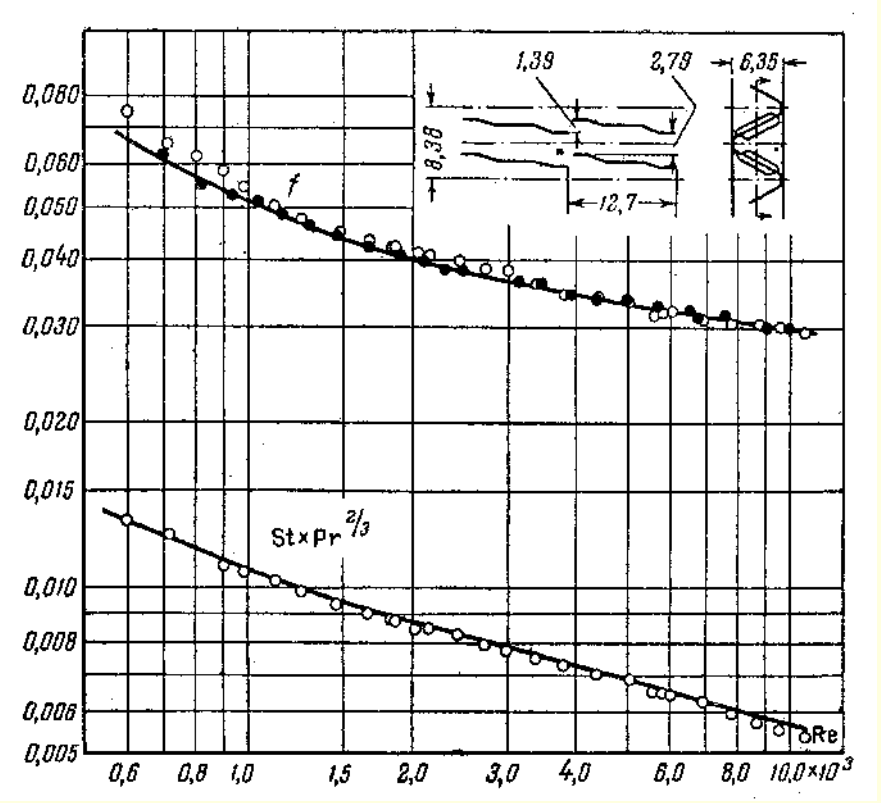


Рис. 1.260. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-3.
Число ребер 238,6 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 4,45 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 839,88 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,640

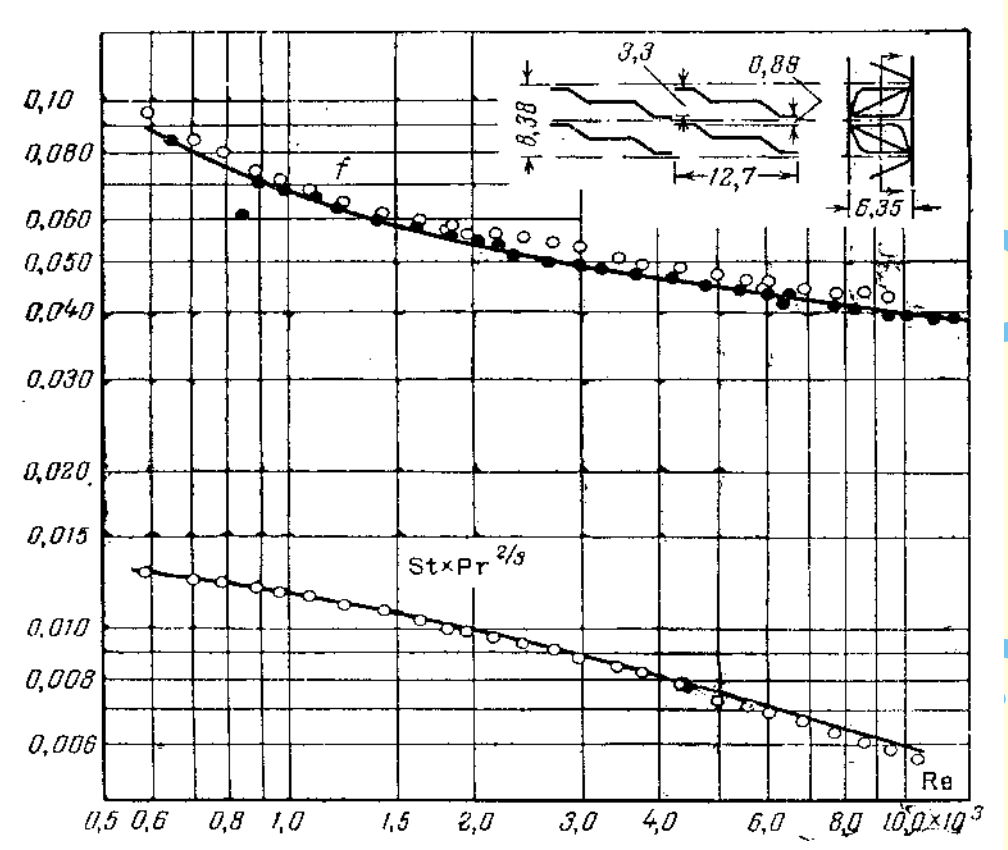


Рис. 1.261. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-4.
Число ребер 238,6 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 4,45 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 839,88 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,640

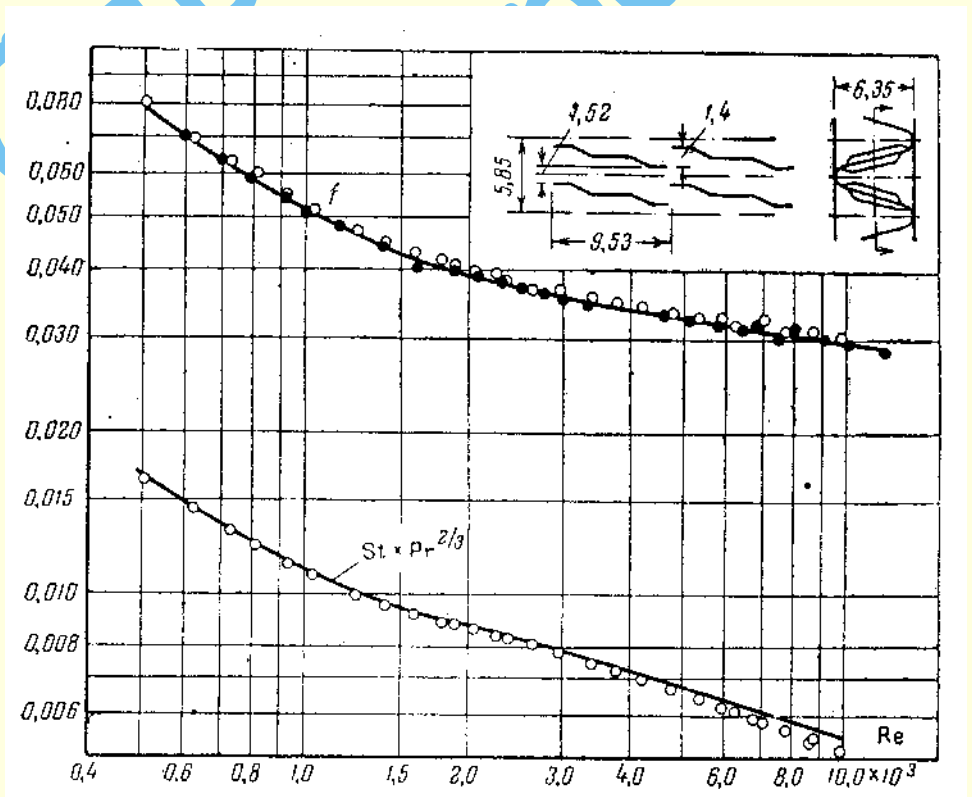


Рис. 1.262. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-5.
Число ребер 342,5 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,65 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1007,2 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,705

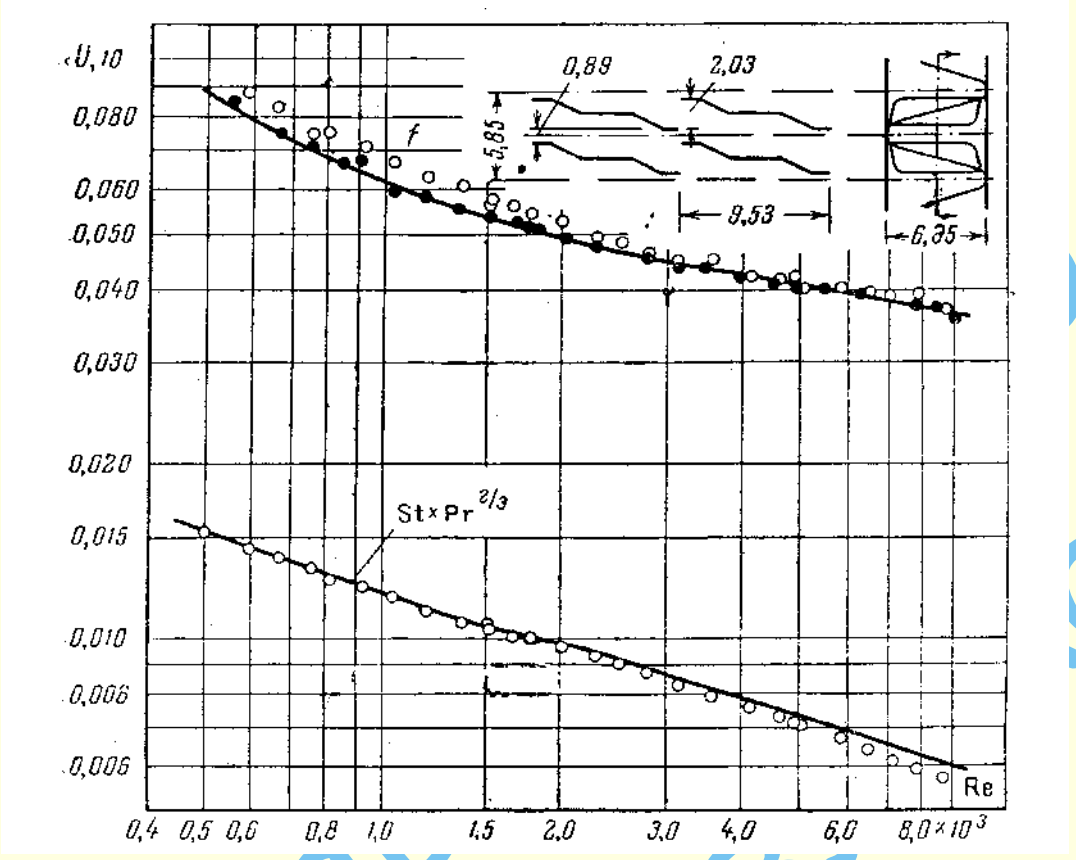


Рис. 1.263. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-6.
Число ребер 342,5 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,65 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1007,2 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,705

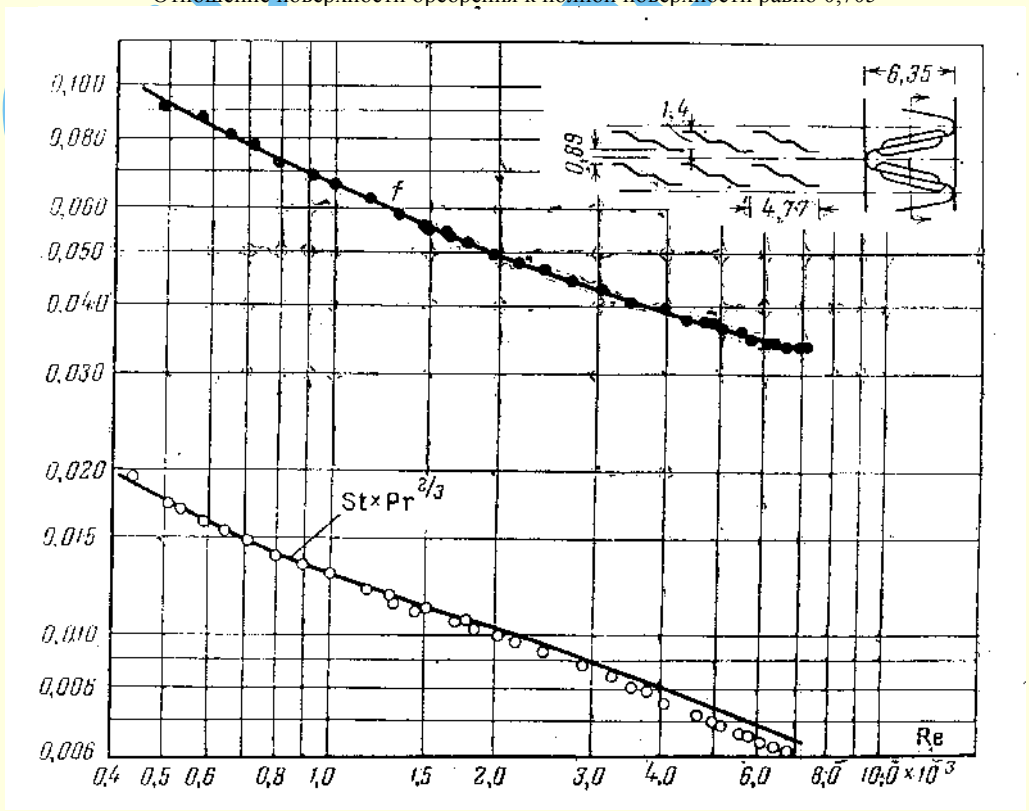


Рис. 1.264. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-7.
Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β =1204 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

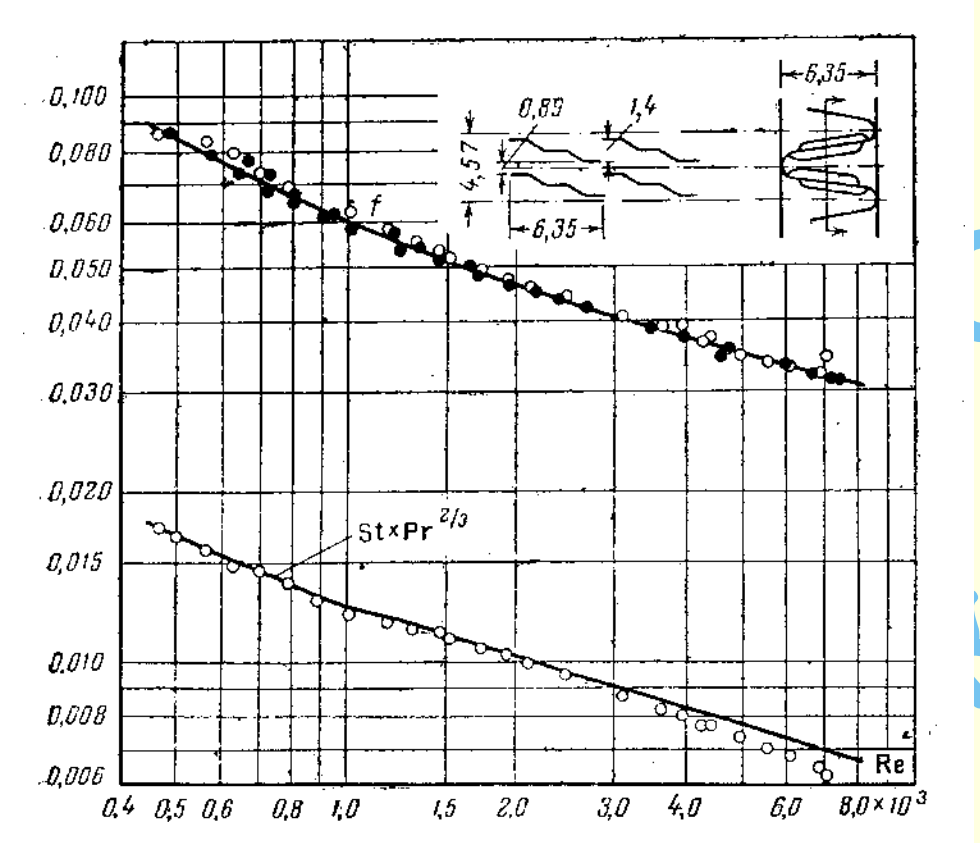


Рис. 1.265. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-8. Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

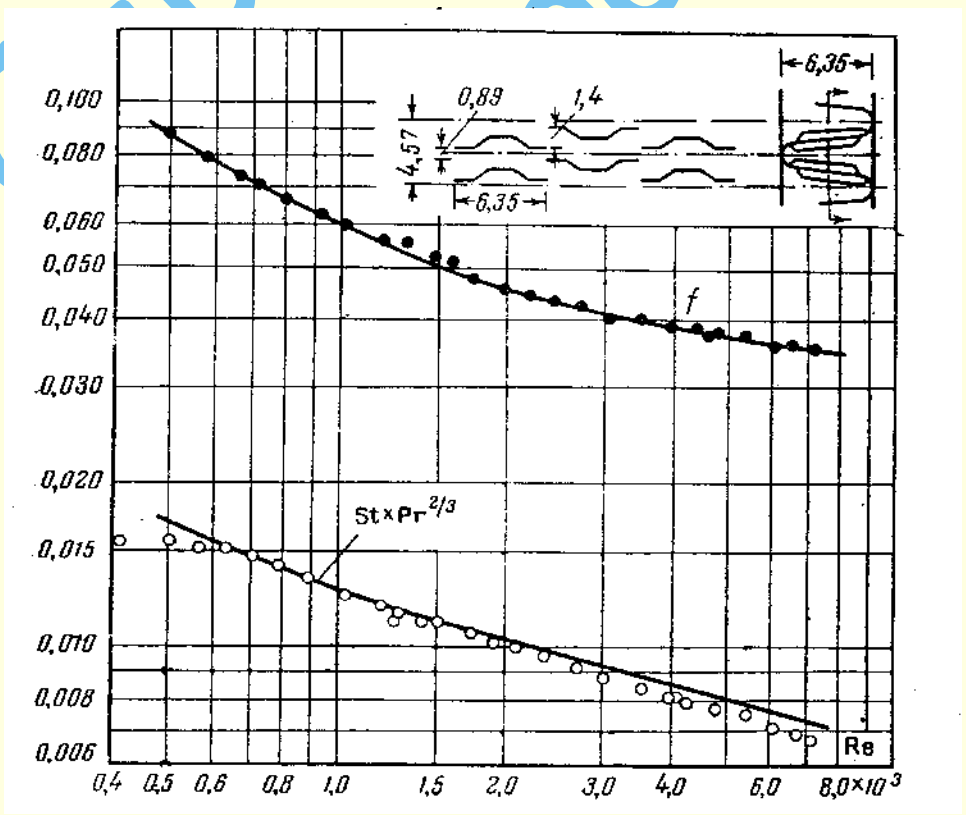


Рис. 1.266. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-9. Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ =3,08 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

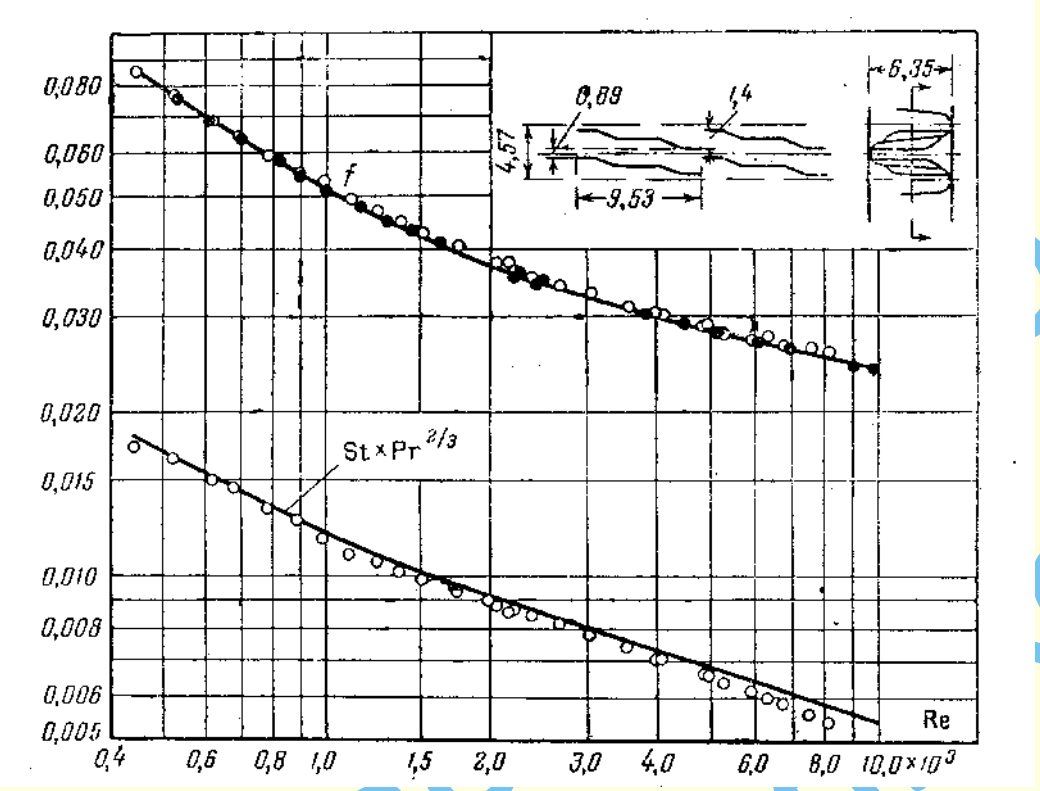


Рис. 1.267. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-10.
Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м²/м³.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

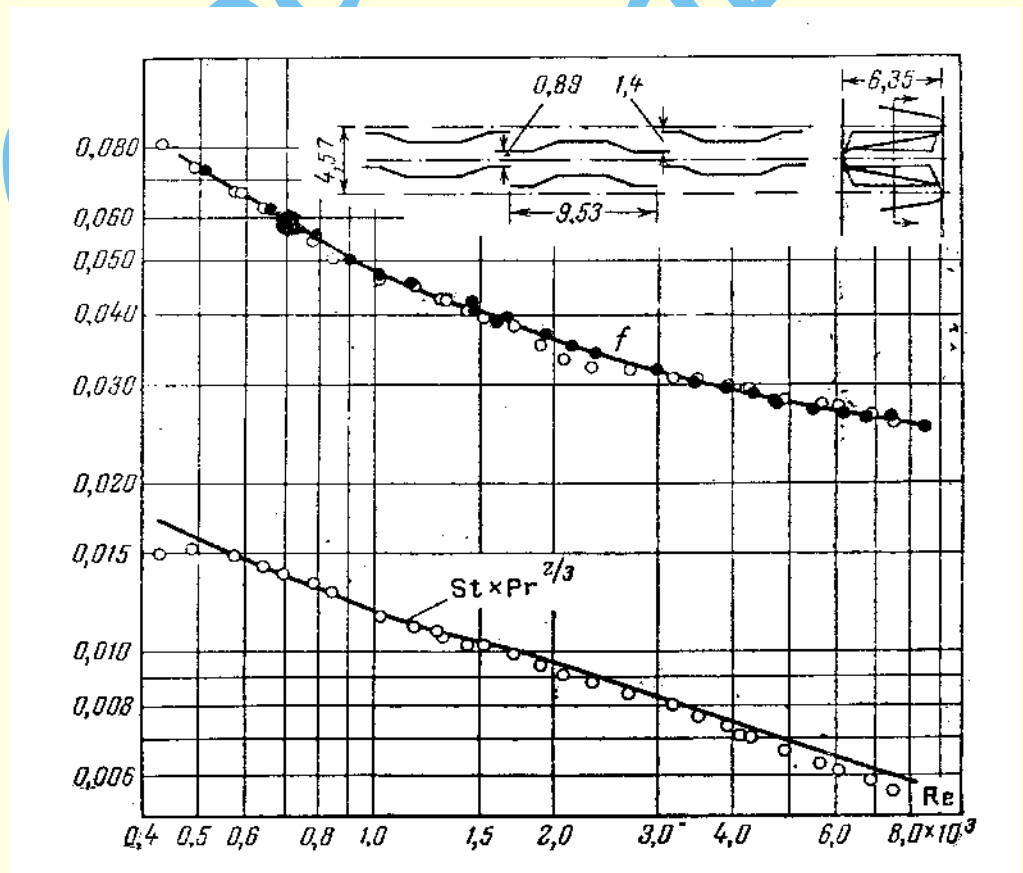


Рис. 1.268. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-11.
Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м²/м³.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

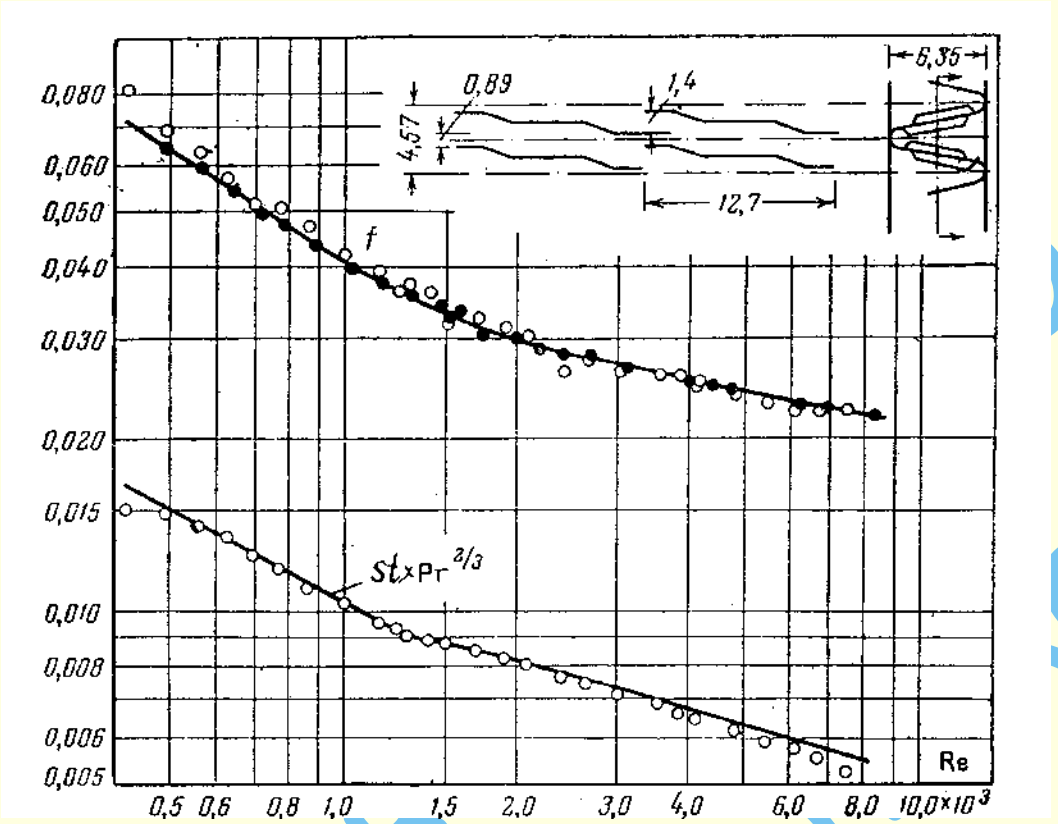


Рис. 1.269. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-12.
Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м^2/м^3 .
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

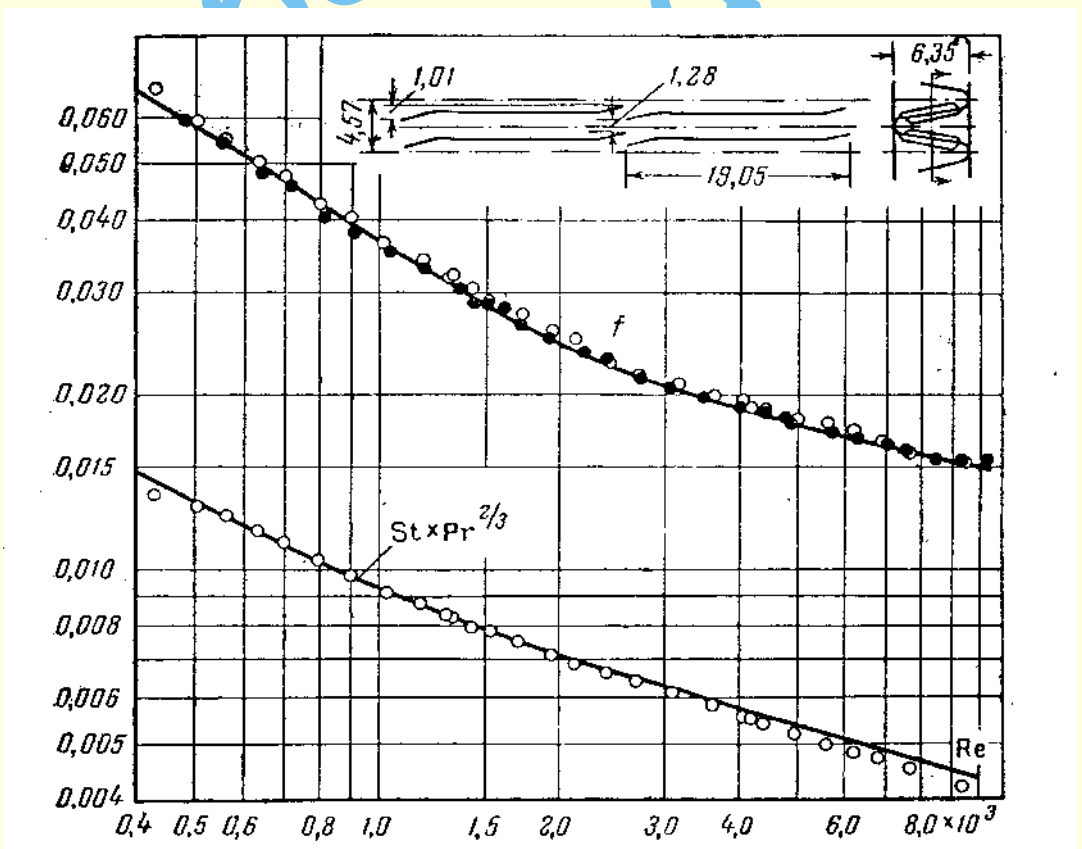


Рис. 1.270. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-13.
Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

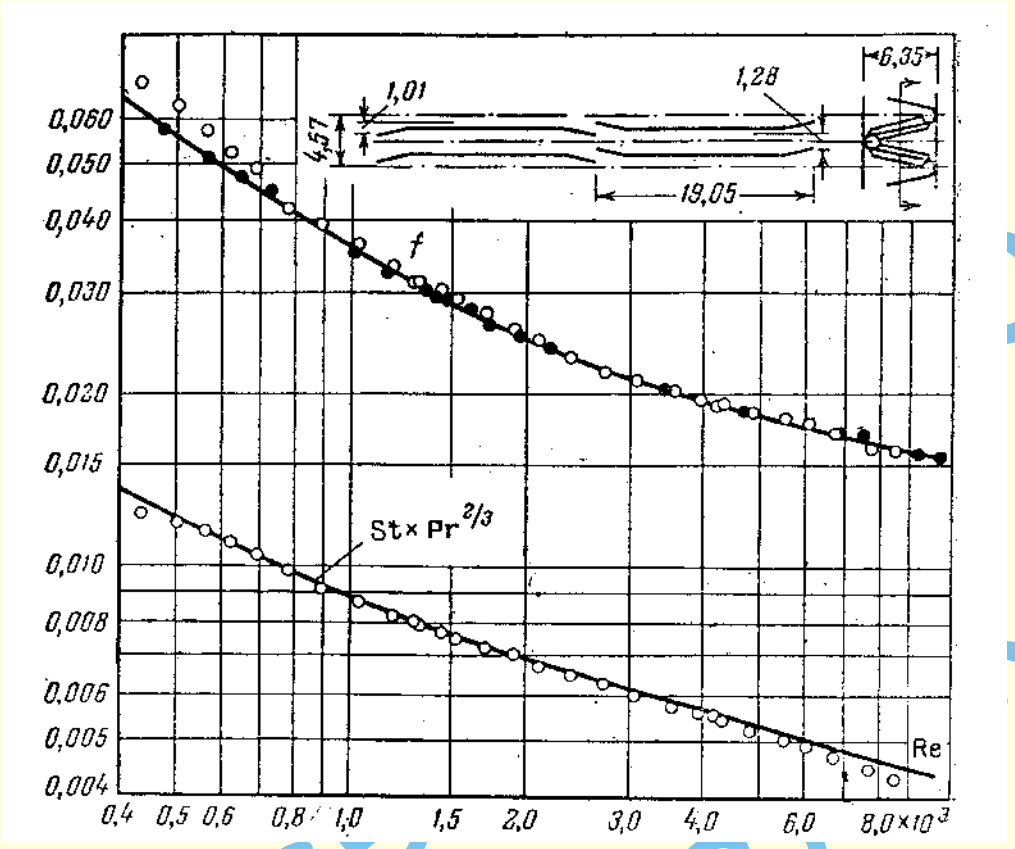


Рис. 1.271. Пластинчато-ребристая поверхность с жалюзийными ребрами ЖР-14. Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ =3,08 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

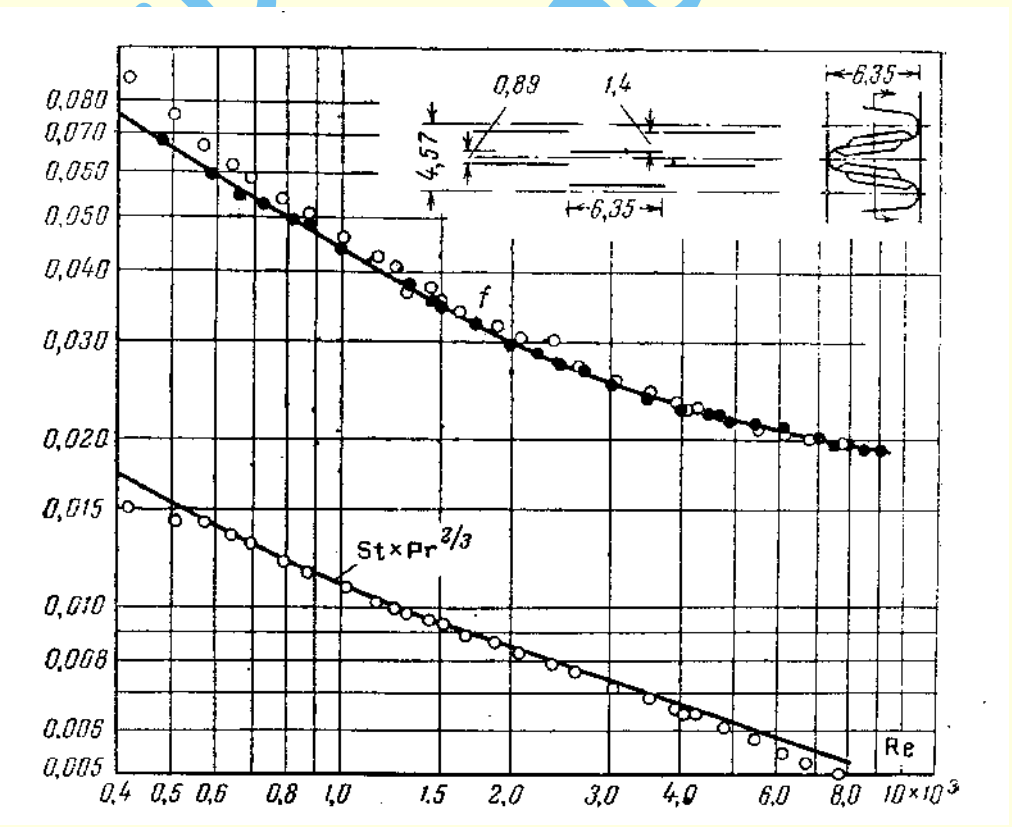


Рис. 1.272. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-1.Число ребер 437 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,08 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1204 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,756

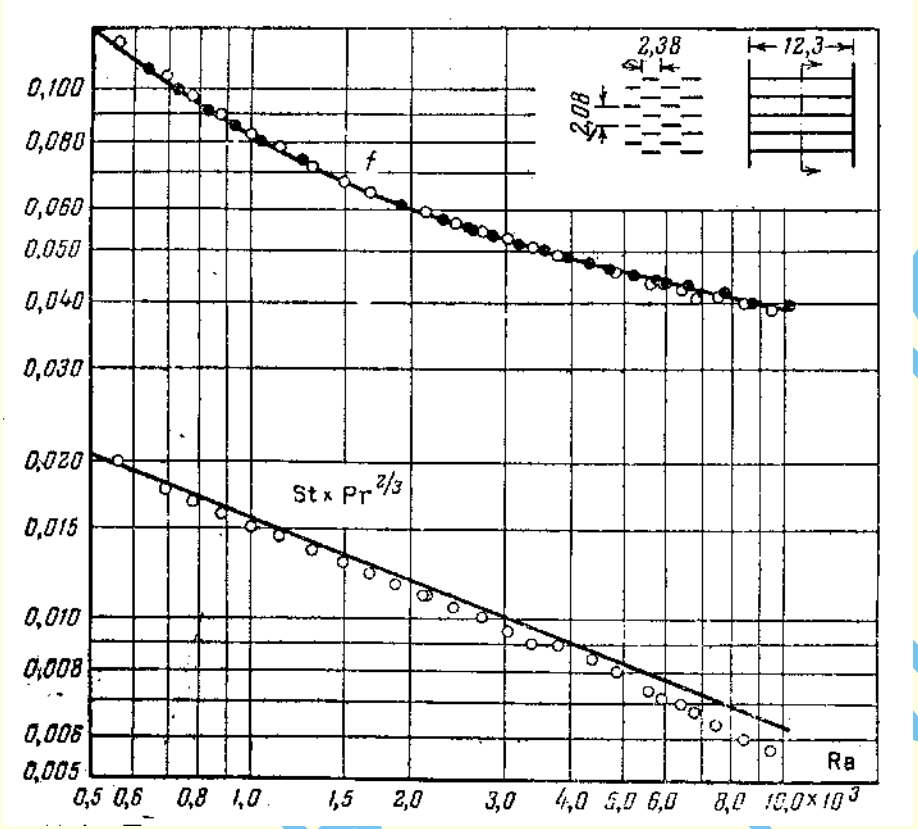


Рис. 1.273. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-2. Число ребер 480,3 на 1 м. Расположение ребер симметричное, шахматное. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 3,41 мм. Материал ребер – медь, толщина 0,102 мм. β = 1115,5 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,862

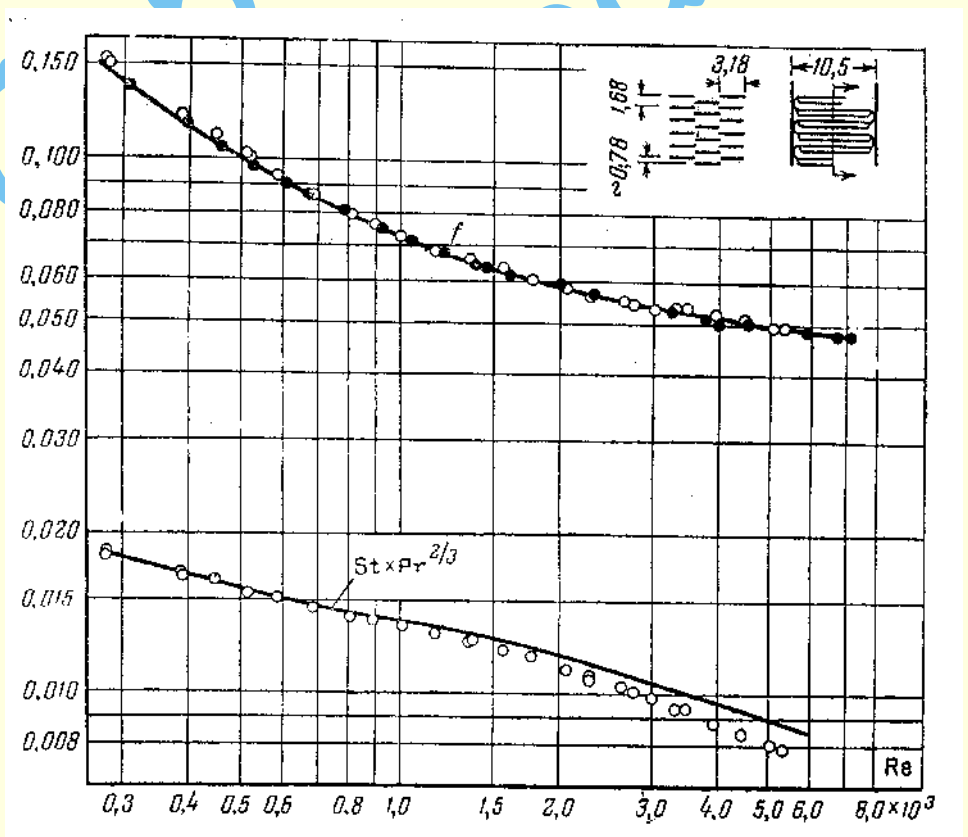


Рис. 1.274. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-3. Число ребер 598,4 на 1 м. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 2,65 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1382,0 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,873

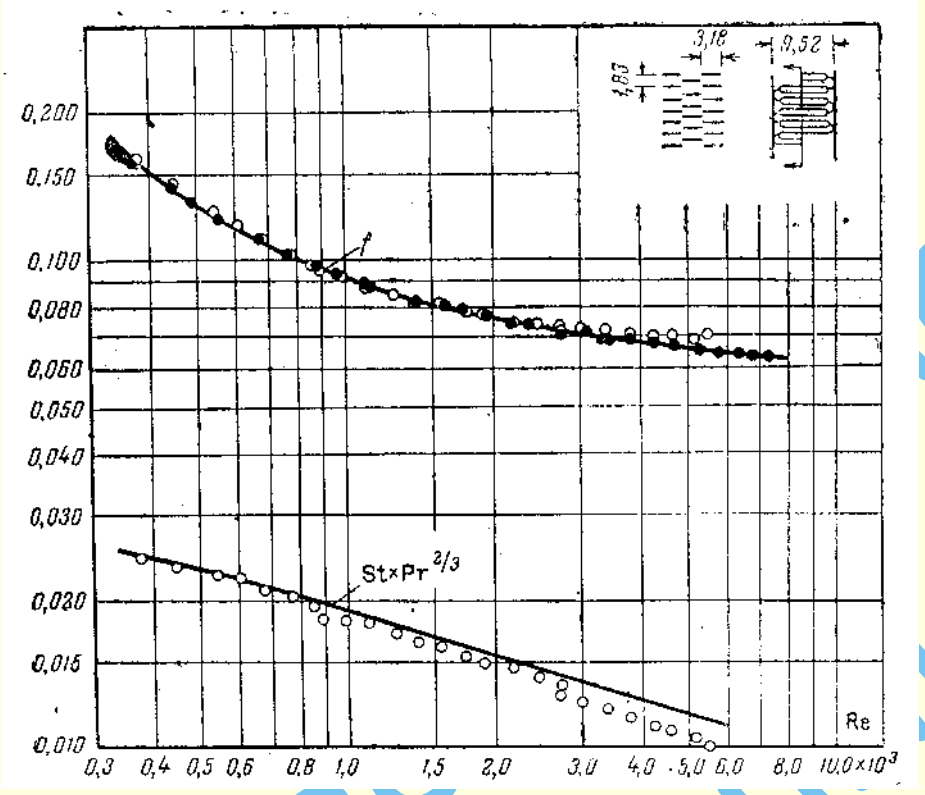


Рис. 1.275. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-4.
Число ребер 549 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 9,52 мм.
Длина ребра 3,17 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 2,68 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,254 мм. β = 1250 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,840.
Примечание. Поверхность лобовой и хвостовой кромок не учитывалась
при определении поверхности оребрения

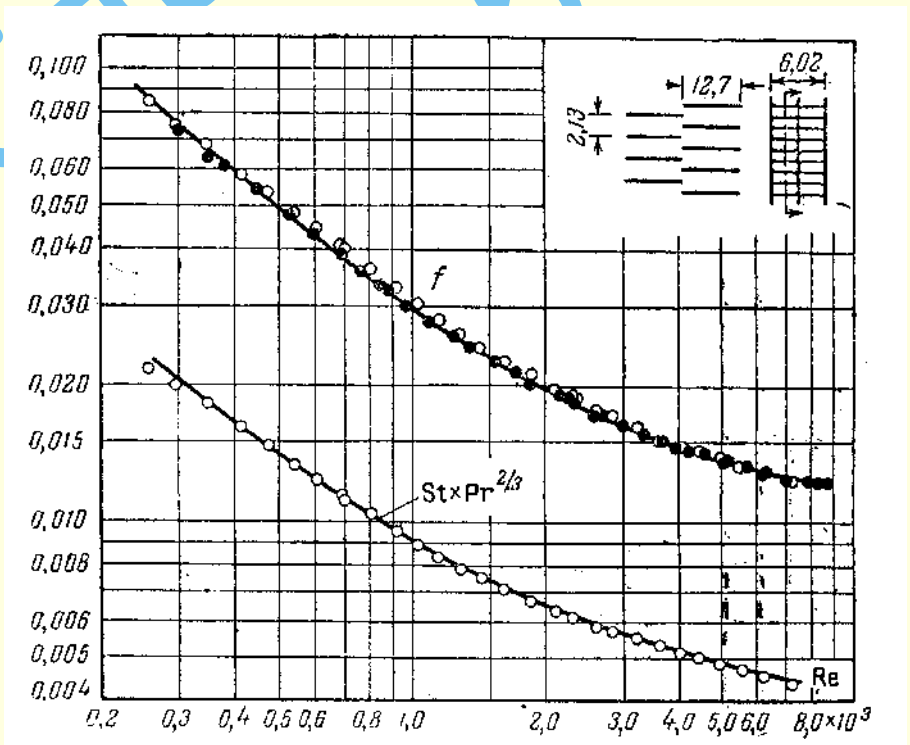


Рис. 1.276. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-5.
Число ребер 470 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 6,02 мм. Симметрично
расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра 12,70 мм.
Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 2,26 мм. Материал ребер – алюминий,
толщина 0,152 мм. β = 1510 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель)
к полной поверхности равно 0,796

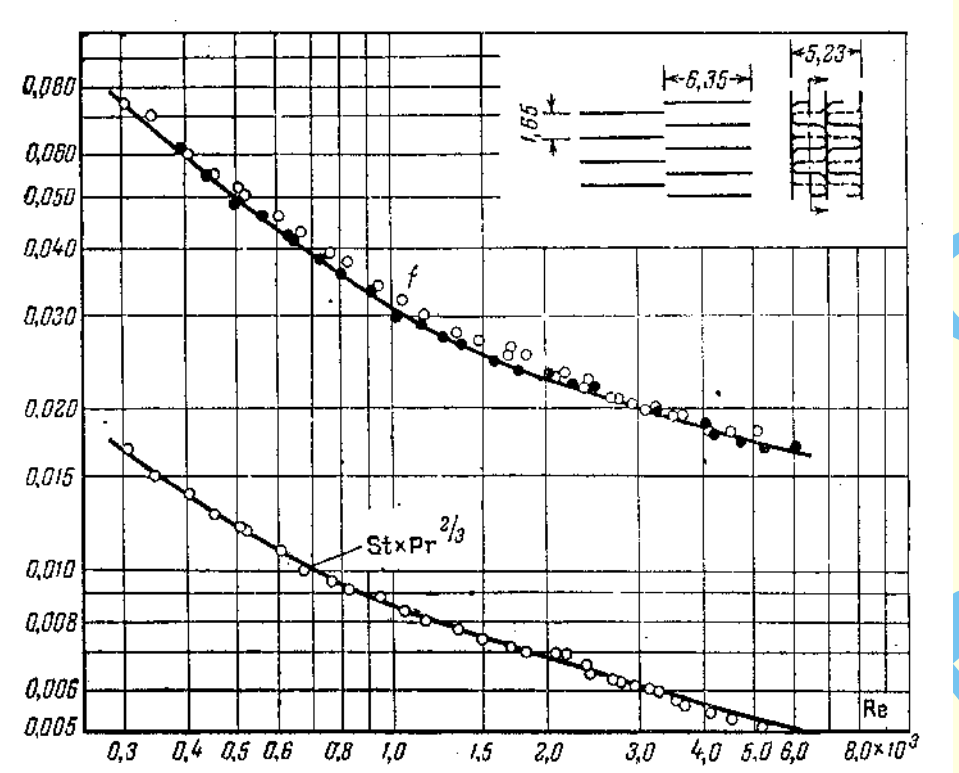


Рис. 1.277. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-6. Число ребер 606 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 5,23 мм. Симметрично расположенный разделитель. Длина ребра 6,35 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 1,61 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 2105 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,816

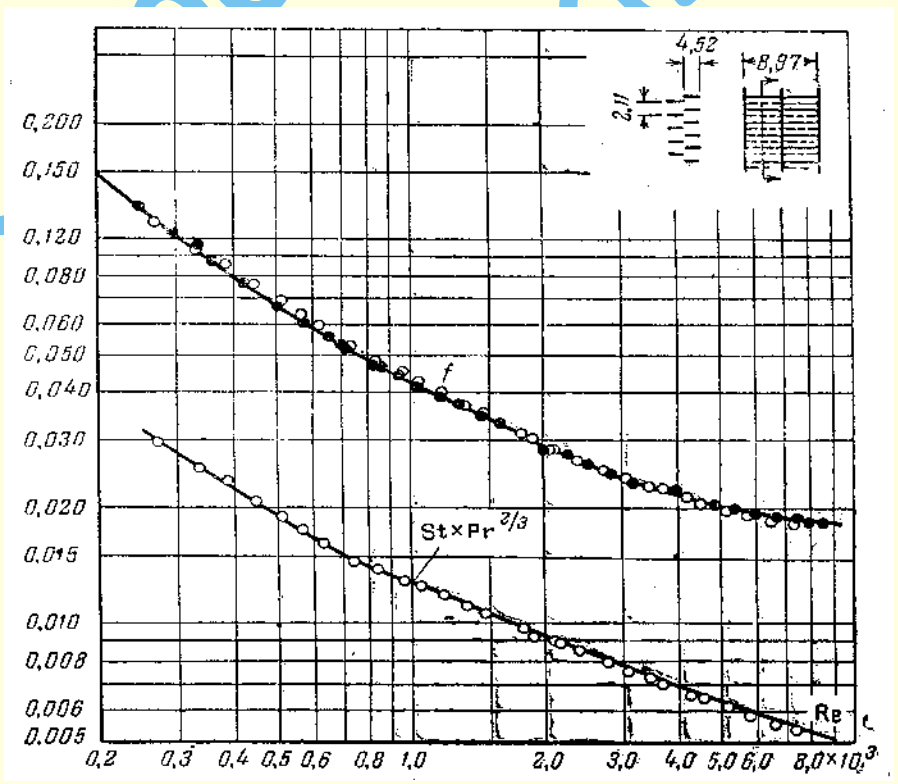


Рис. 1.278. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-7. Число ребер 478 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 8,97 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра 4,52 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 2,64 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,101 мм. β= 1385 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,847

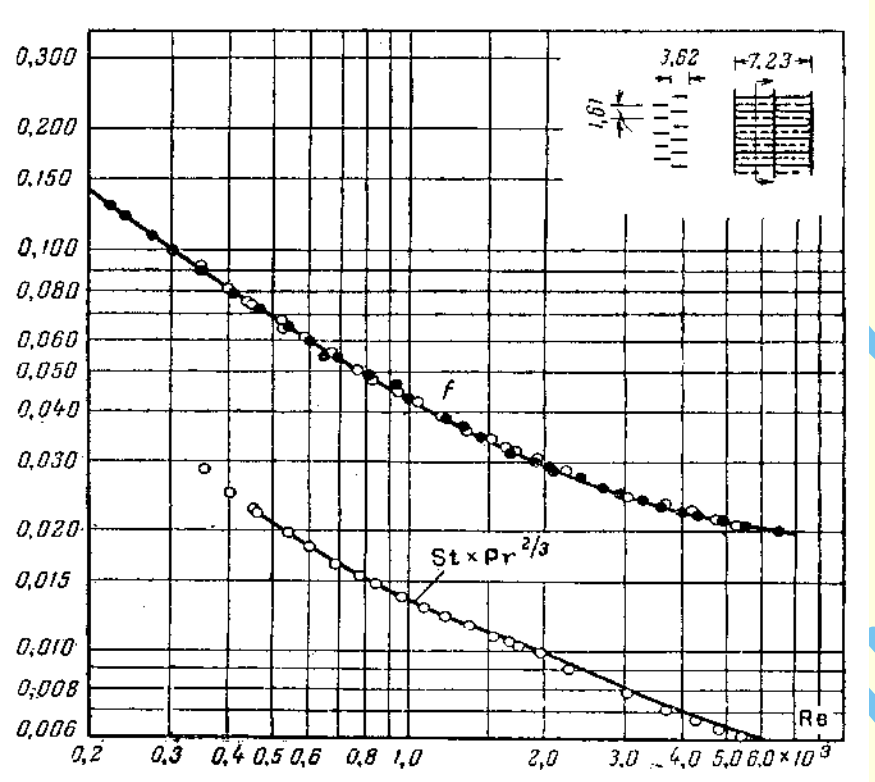


Рис. 1.279. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-8. Число ребер 620 на 1 м. Расстояние между пластинами b =7,72 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра 3,63 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 2,07 мм. Материал ребра – алюминий, толщина 0,101 мм. β = 1605 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,859

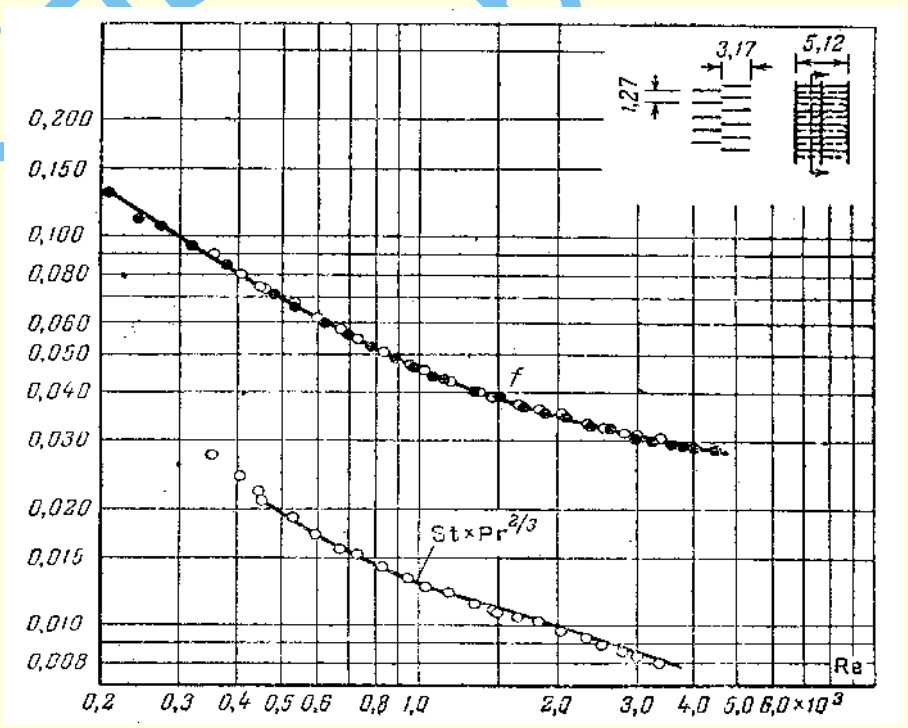


Рис. 1.280. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-9. Число ребер 788,5 на 1 м. Расстояние между пластинами b =5,12 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра 3,17 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 1,49 мм. Материал ребра – алюминий, толщина 0,101 мм. β = 2288 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,843

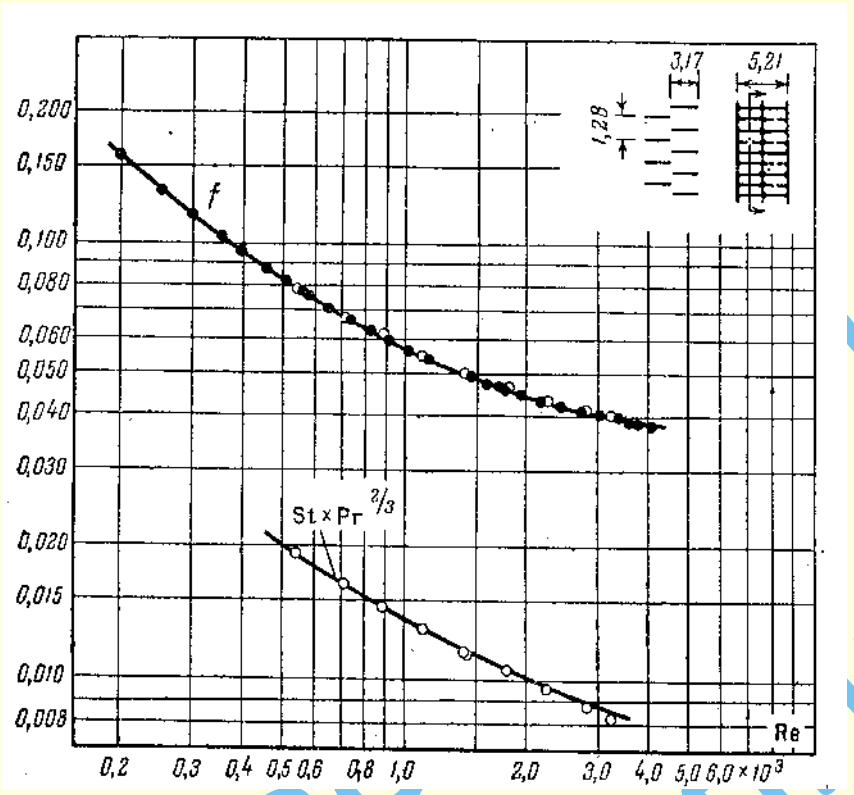


Рис. 1.281. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-10. Число ребер 780 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 5,21 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра 3,17 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$=1,54 мм. Материал ребер – никель, толщина 0,101 мм. β = 2225 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,841

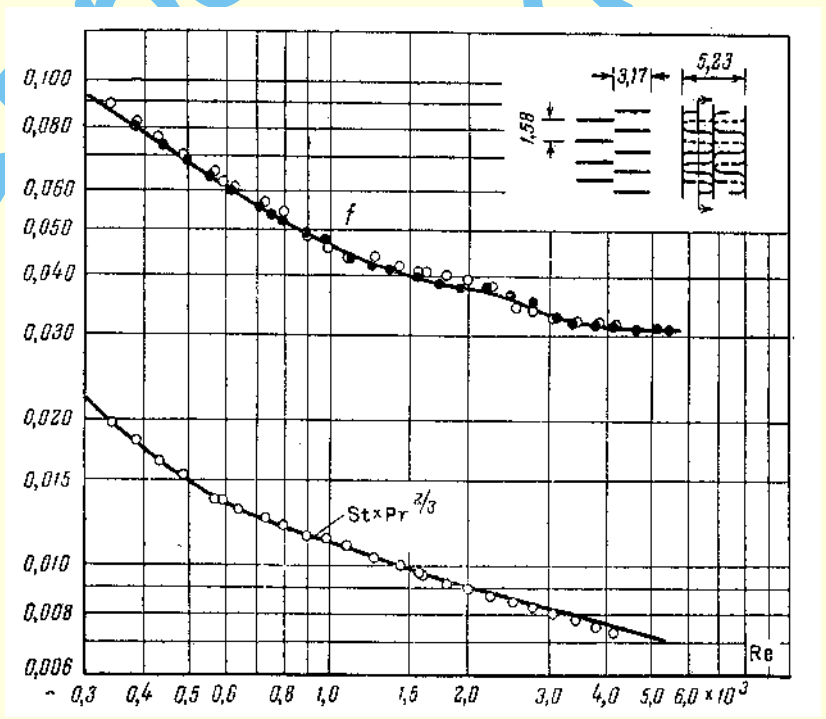


Рис. 1.282. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-11. Число ребер 634 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 5,23 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра 3,17 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$=1,55 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 2160 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,823

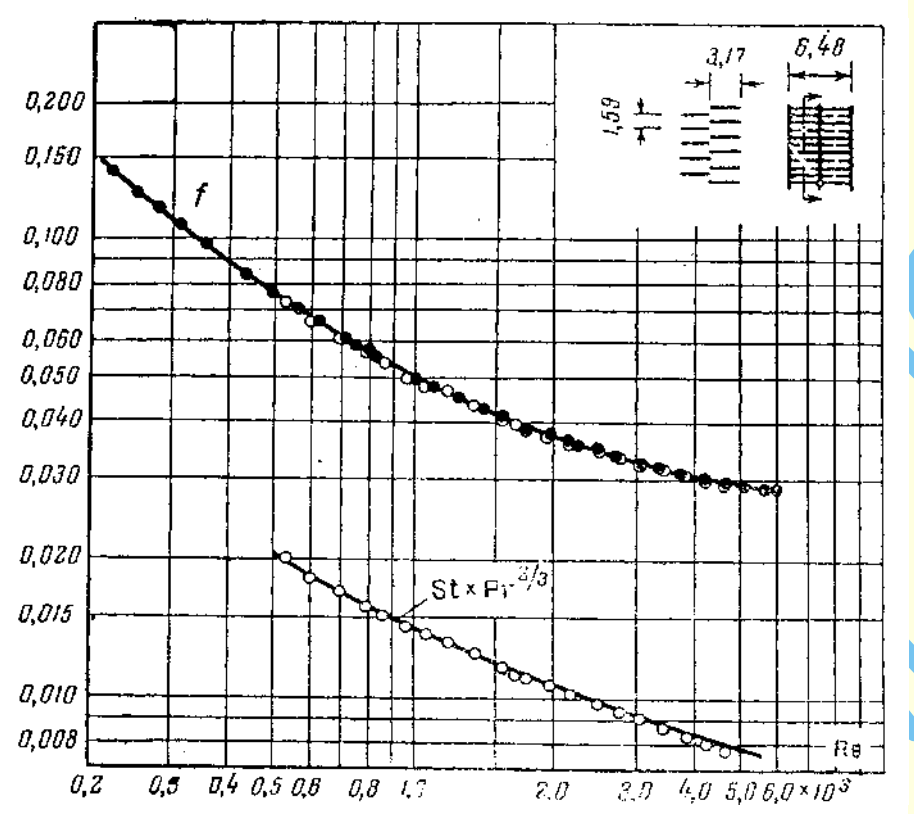


Рис. 1.283. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-12. Число ребер 629 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 6,48 мм. Симметрично расположенный разделитель толщиной 0,152 мм. Длина ребра 3,17 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 1,870 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1798 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,845

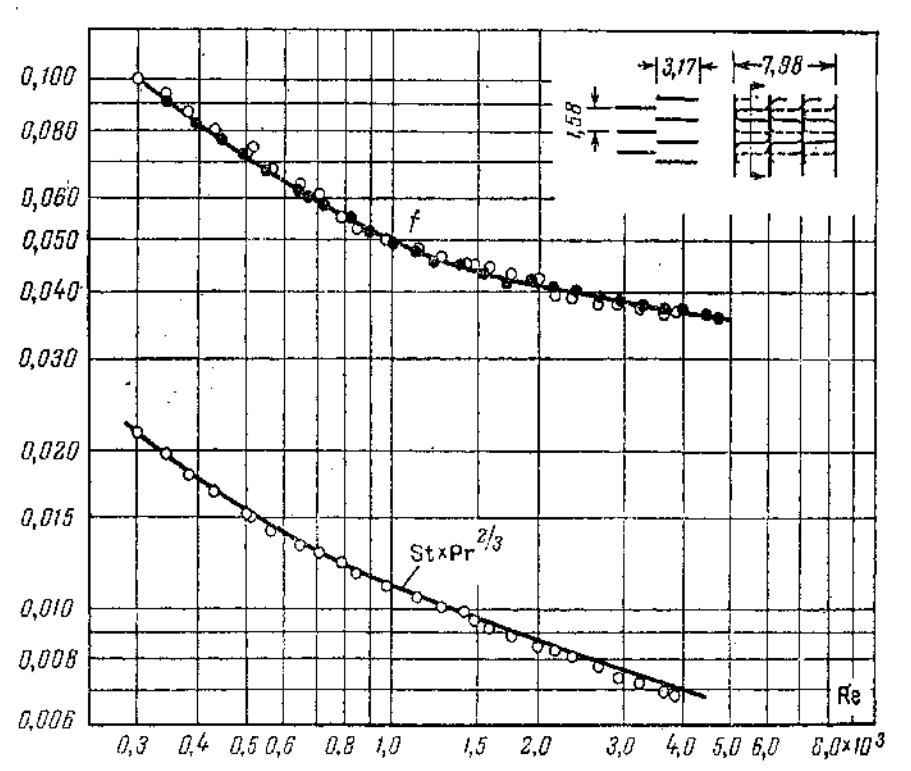


Рис. 1.284. Пластинчато-ребристая поверхность с короткими пластинчатыми ребрами ПлР-13. Число ребер 634 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 7,98 мм. Разделители расположены равномерно. Длина ребра 3,17 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$=1,57 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 2130 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения (включая разделитель) к полной поверхности равно 0,882

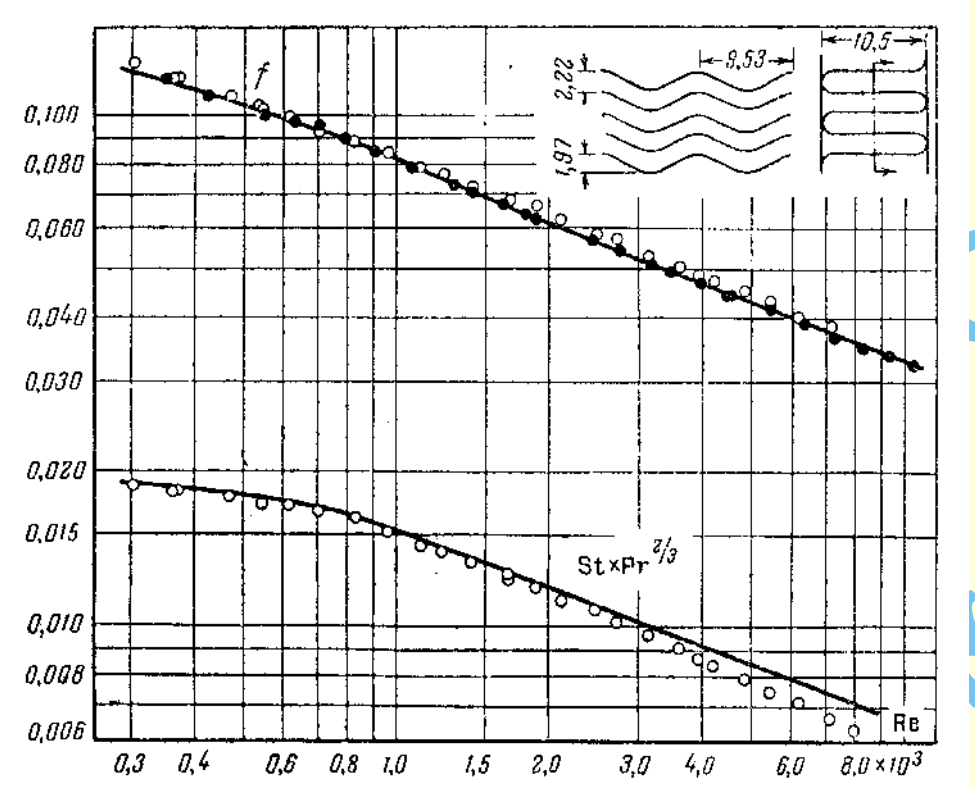


Рис. 1.285. Пластинчато-ребристая поверхность с волнистыми ребрами ВР-1. Гидравлический диаметр определен в свободном сечении, перпендикулярном основному направлению потока. Число ребер 450,4 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 3,23 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1151,6 м²/м³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,847

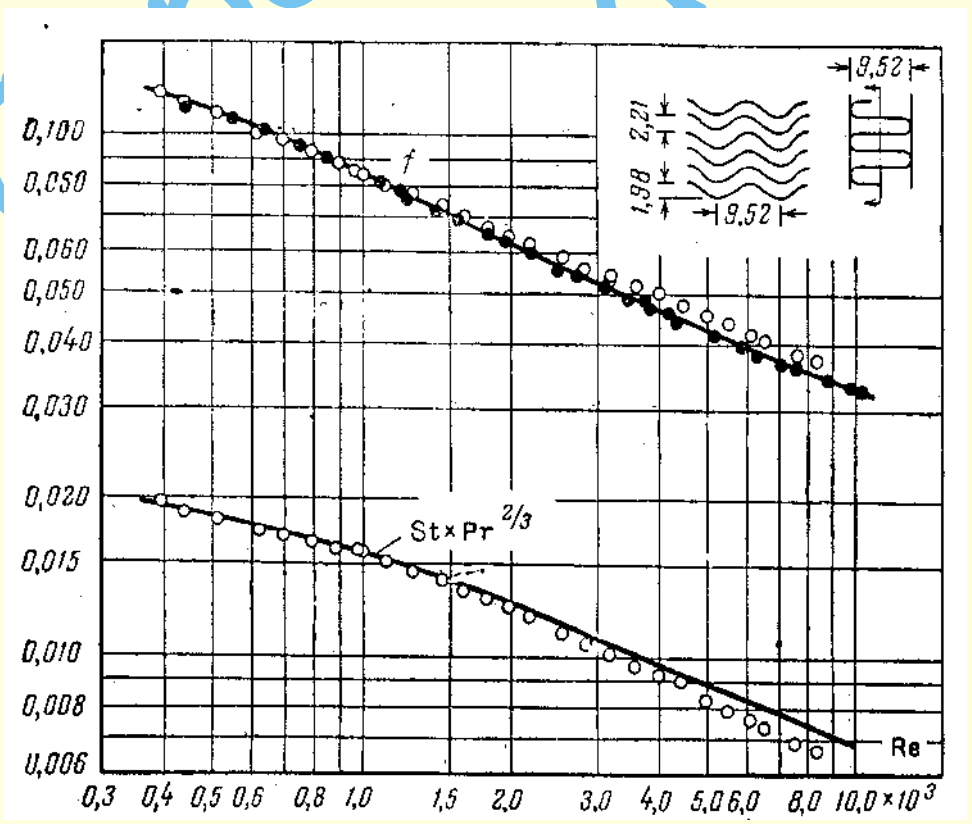


Рис. 1.286. Пластинчато-ребристая поверхность с волнистыми ребрами ВР-2. Гидравлический диаметр определен в свободном сечении, перпендикулярном основному направлению потока.Число ребер 451 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 9,52 мм. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 3,03 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,254 мм. β = 1130 м²/м³. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,822

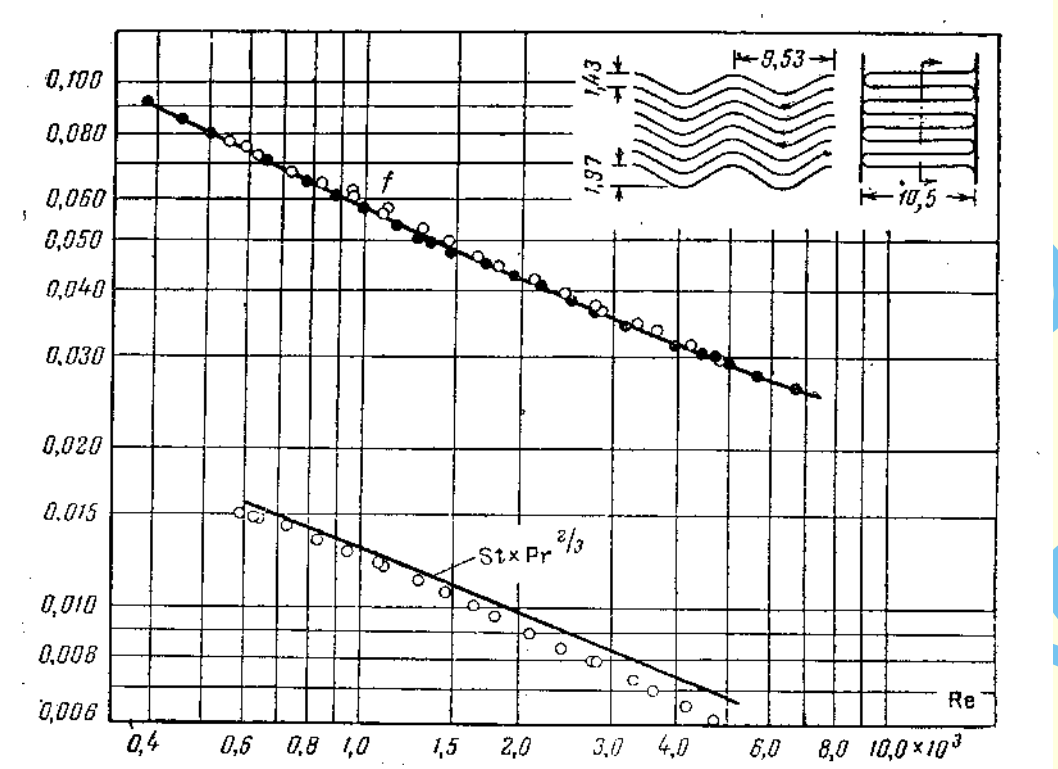


Рис. 1.287. Пластинчато-ребристая поверхность с волнистыми ребрами ВР-3.
Гидравлический диаметр определен в свободном сечении, перпендикулярном основному направлению потока.
Число ребер 700,8 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 2,12 мм.
Материал ребер – алюминий, толщина 0,152 мм. β = 1686,3 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,892

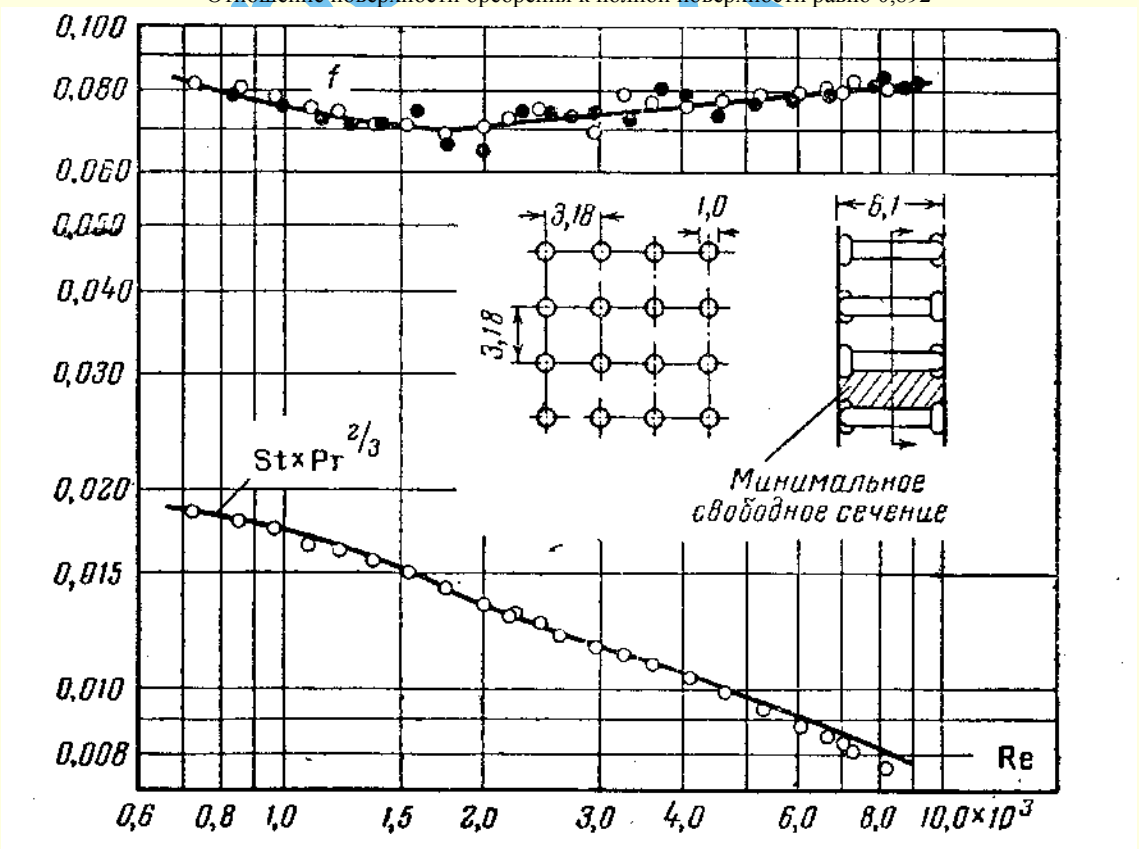


Рис. 1.288. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-1.
Диаметр стержня d = 1,018 мм. Поперечный шаг s_1 = 3,175 мм. Продольный шаг s_2 = 3,175 мм.
Расстояние между пластинами b = 6,10 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 4,40 мм.
β = 616,8 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,512

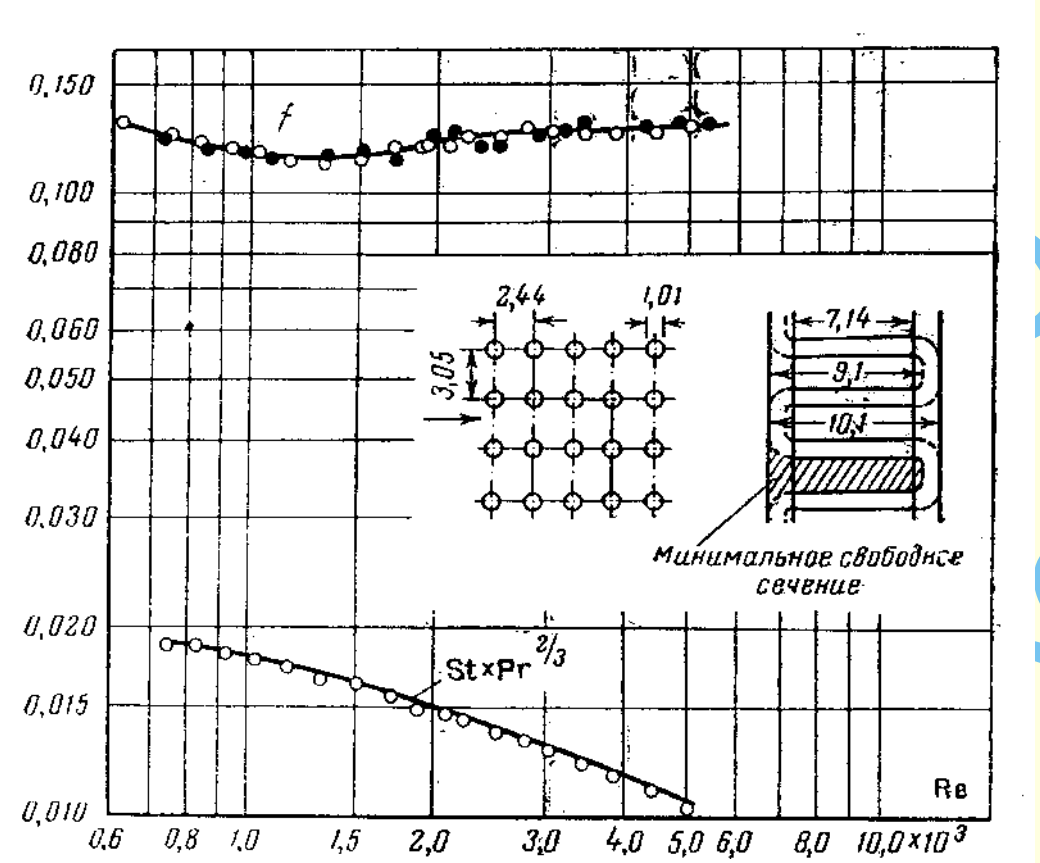


Рис. 1.289. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-2.
Диаметр стержня d = 1,018 мм, медь. Поперечный шаг s_1 = 3,048 мм.
Продольный шаг s_2 = 2,438 мм. Расстояние между пластинами b = 10,11 мм.
Гидравлический диаметр $4r_г$ = 3,57 мм. β = 669,3 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,686

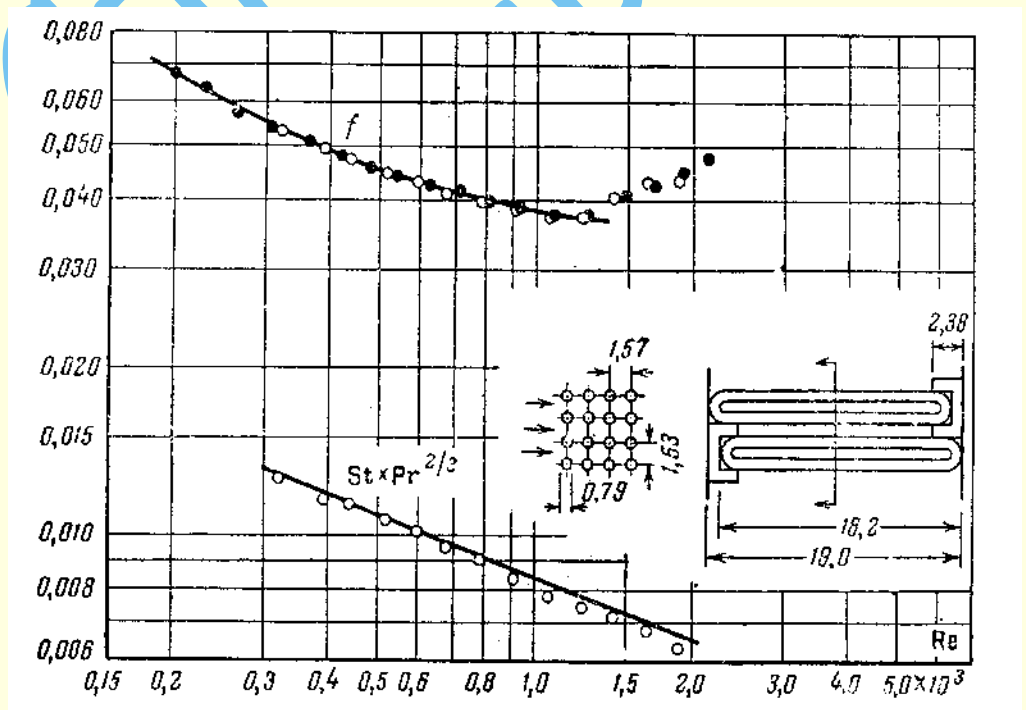


Рис. 1.290. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-3.
Диаметр стержня d = 0,787 мм, алюминий. Поперечный шаг s_1 = 1,570 мм.
Продольный шаг s_2 = 1,570 мм. Расстояние между пластинами b = 19,00 мм.
Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 1,64 мм. β = 1112,2 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,843

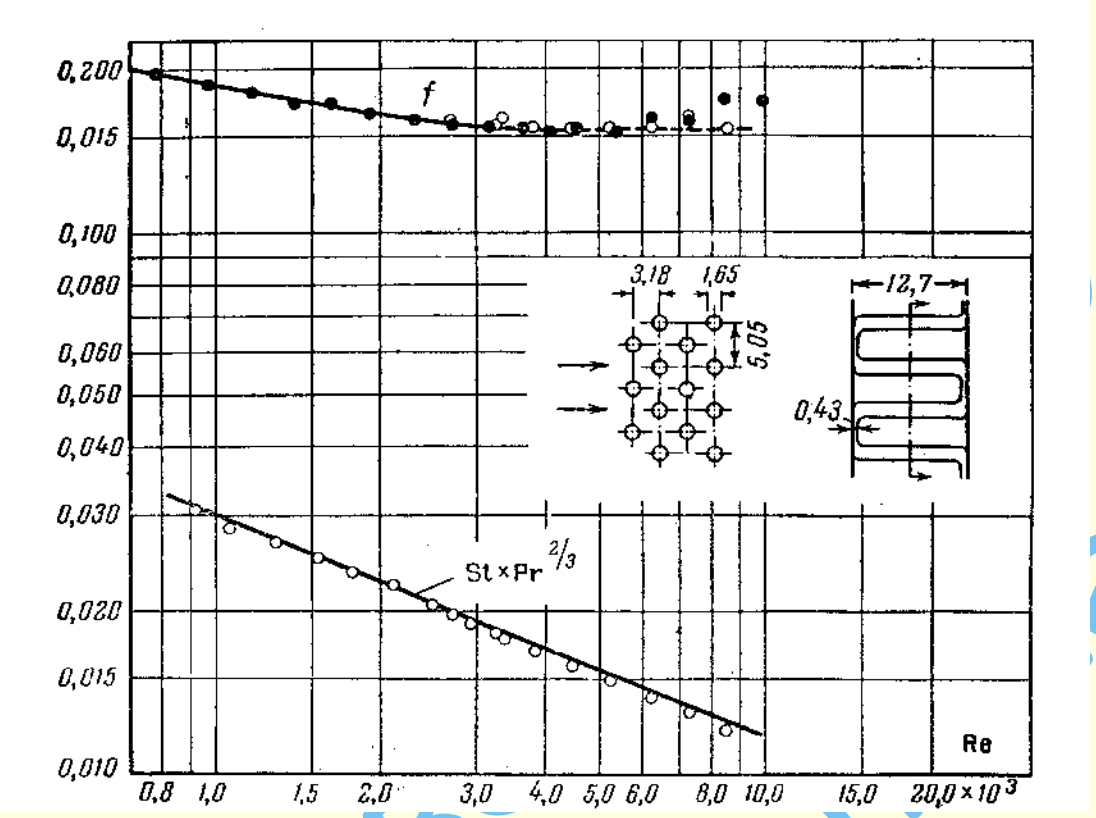


Рис. 1.291. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-4.
Диаметр стержня d = 1,65 мм, алюминий. Поперечный шаг s_1 = 5,055 мм.
Продольный шаг s_2 = 3,175 мм. Расстояние между пластинами b = 12,75 мм.
Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 5,66 мм. β = 459,3 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,704

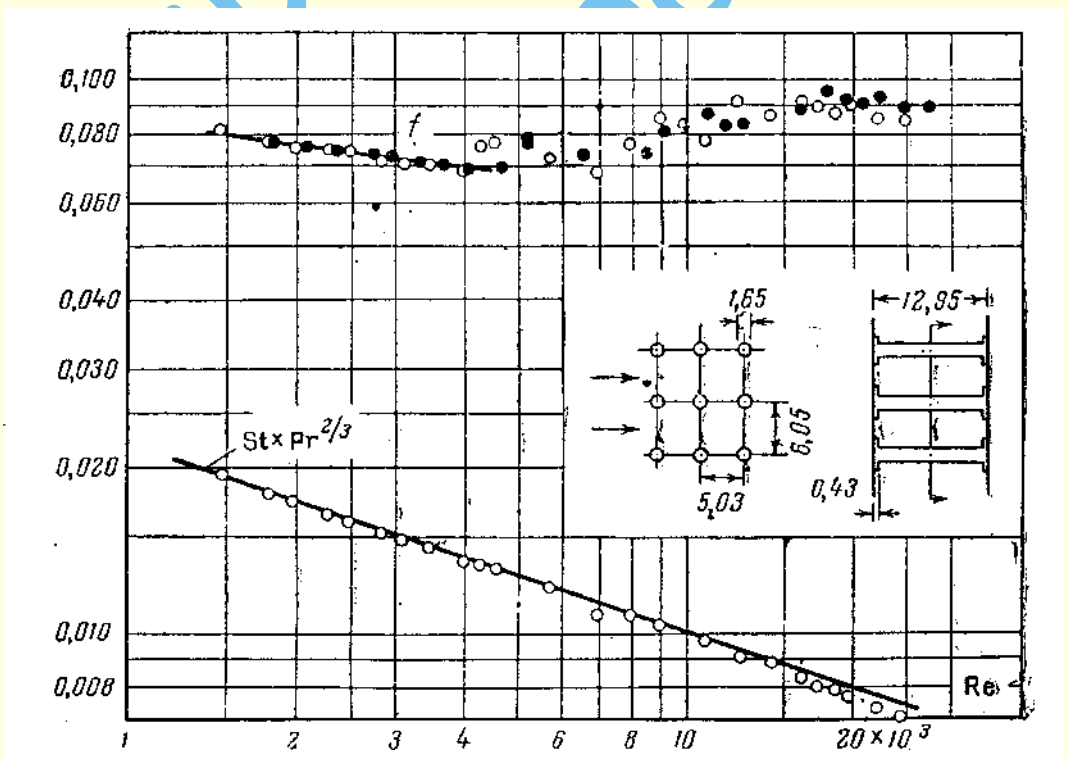


Рис. 1.292. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-5.
Диаметр стержня d = 1,65 мм. Поперечный шаг s_1 = 6,045 мм.
Продольный шаг s_2 = 4,978 мм. Расстояние между пластинами b = 12,95 мм.
Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 9,04 мм. β = 315,6 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,546

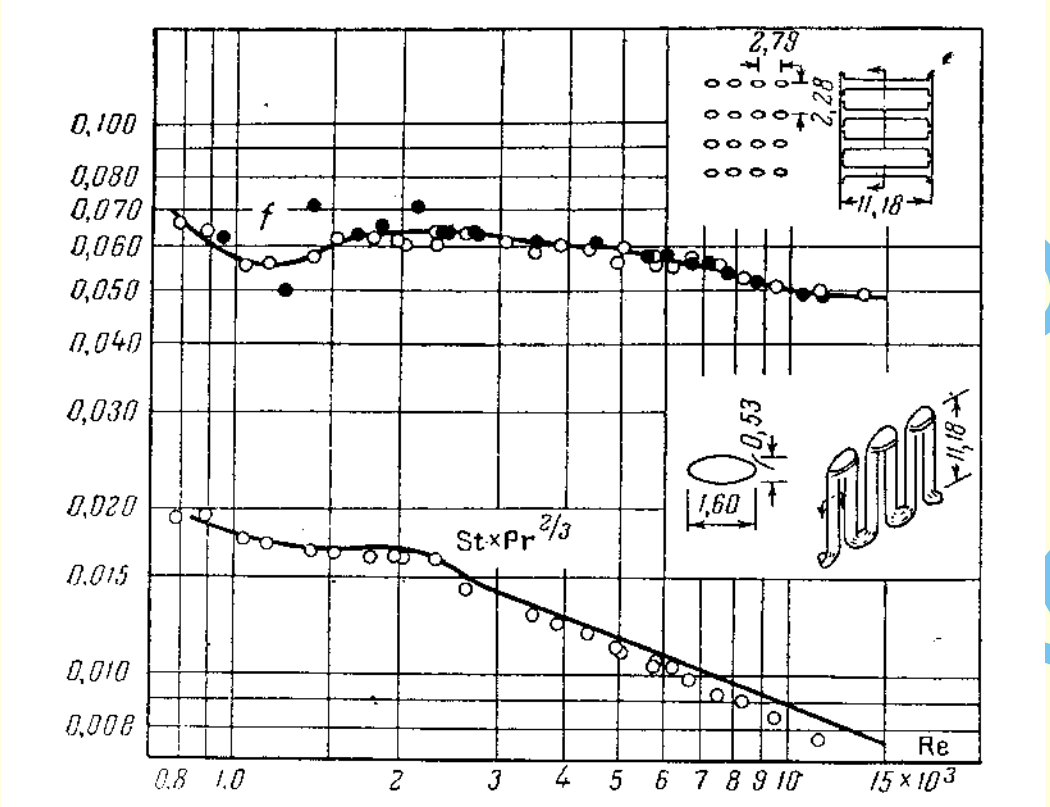


Рис. 1.293. Пластинчато-ребристая поверхность со стерженьковыми ребрами СтР-6. Число ребер 432 на 1 м. Периметр ребер 3,59 мм, сталь. Поперечное сечение ребра 0,067 мм^2. Расстояние между пластинами b = 12,75 мм. Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 4,35 мм. β = 702 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,693

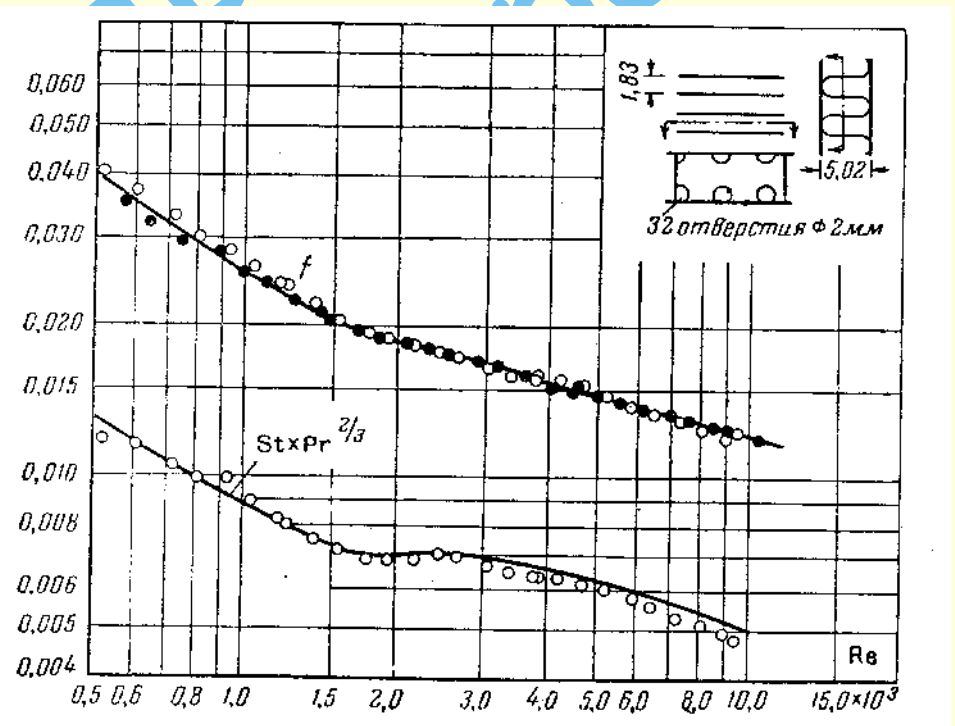


Рис. 1.294. Пластинчато-ребристая поверхность с перфорированными ребрами ПфР. Число ребер 509 на 1 м. Расстояние между пластинами b = 5,08 мм. В теле ребра сделана перфорация в виде отверстий диаметром 2 мм в количестве 4,90 отверстия на 1 см^2 (16% от общей поверхности). Гидравлический диаметр канала $4r_г$ = 2,51 мм. Материал ребер – алюминий, толщина 0,305 мм. β = 1250 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,705. Площадь кромок отверстий включена в площадь поверхности оребрения

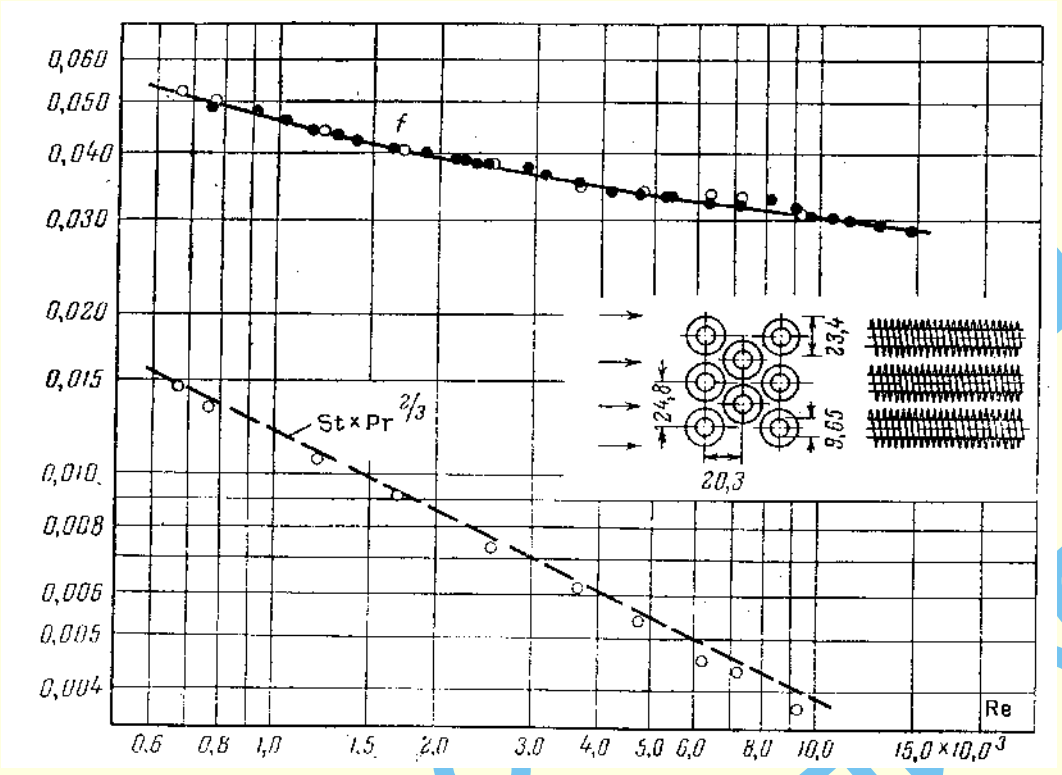


Рис. 1.295. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-1. Погрешность для экспериментальных данных о теплоотдаче больше 5%, указанных для других поверхностей этого типа, так как вносится известная неопределенность при оценке дополнительного термического сопротивления в биметаллических трубах. Наружный диаметр трубы d = 9,65 мм. Число ребер 289 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 4,75 мм. Толщина ребра (средняя) 0,457 мм, алюминий, σ = 0,538; ψ = 459,3 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,892. Ребра слегка заострены

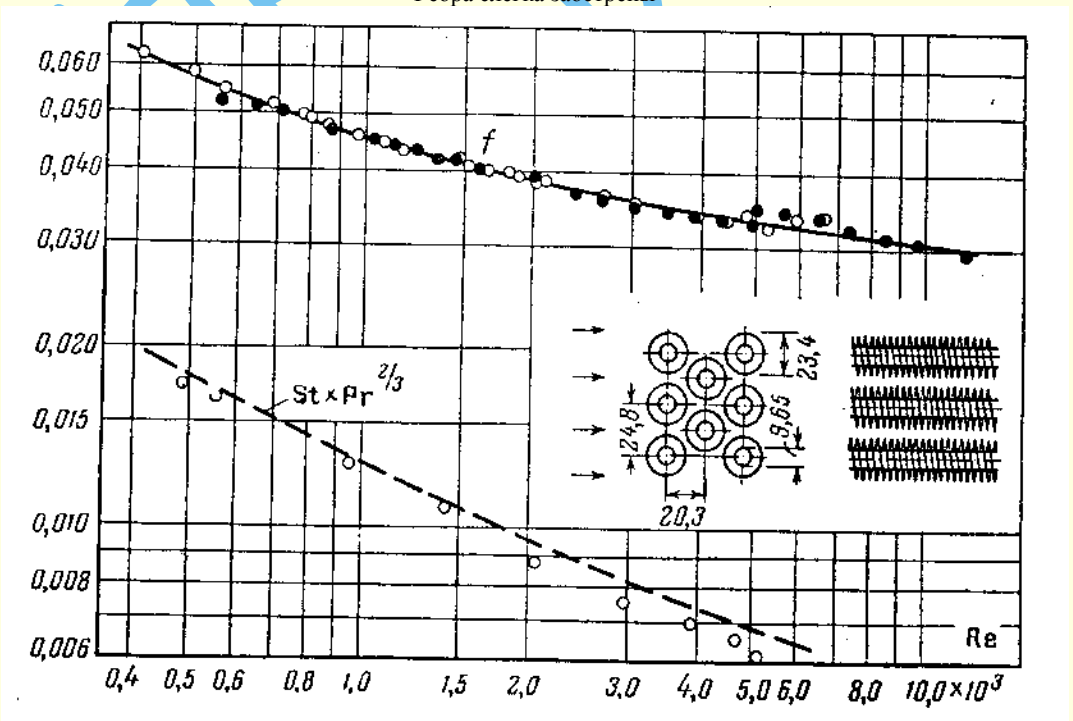


Рис. 1.296. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-2. (См. замечание, сделанное к предыдущему рисунку). Наружный диаметр трубы d = 9,65 мм. Число ребер 343,3 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 3,93 мм. Толщина ребра (средняя) 0,457 мм. σ = 0,524; ψ = 534,8 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,910

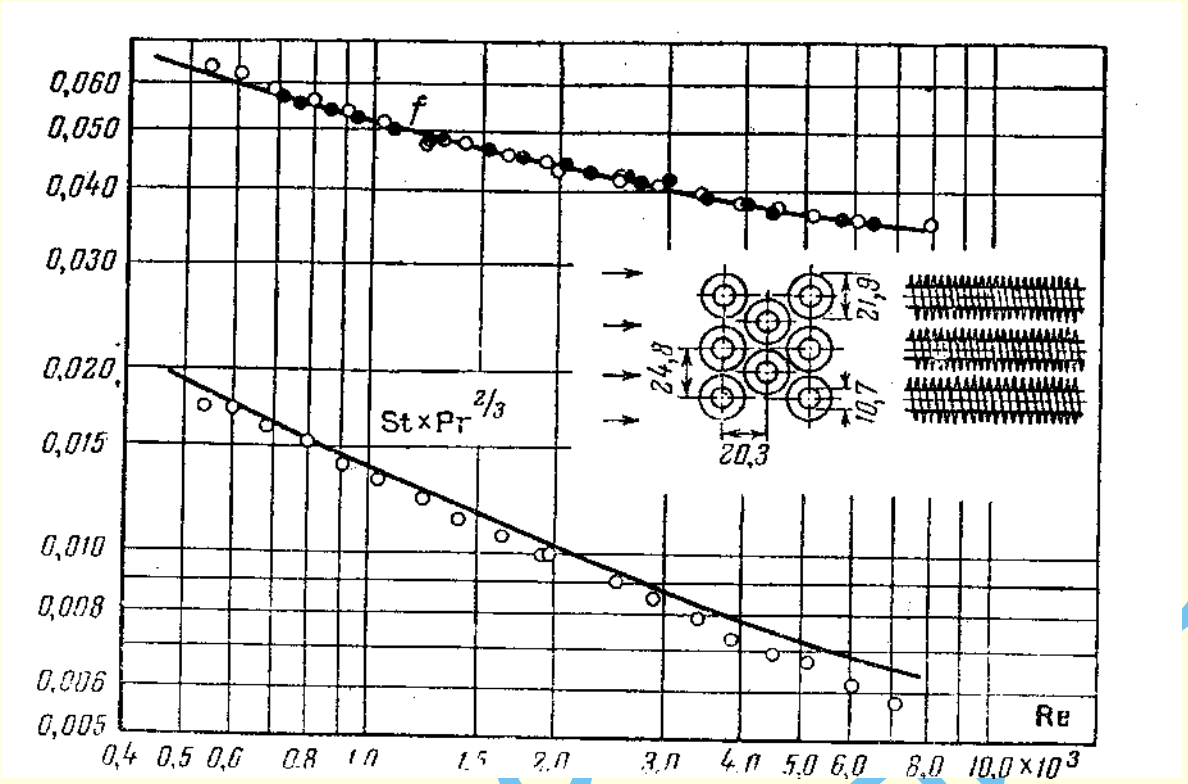


Рис. 1.297. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-3. Ребра слегка заострены. Наружный диаметр трубы d = 10,67 мм. Число ребер 343,3 мм. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 4,42 мм. Толщина ребра (средняя) 0,483 мм, медь. σ = 0,494; ψ = 446,9 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,876

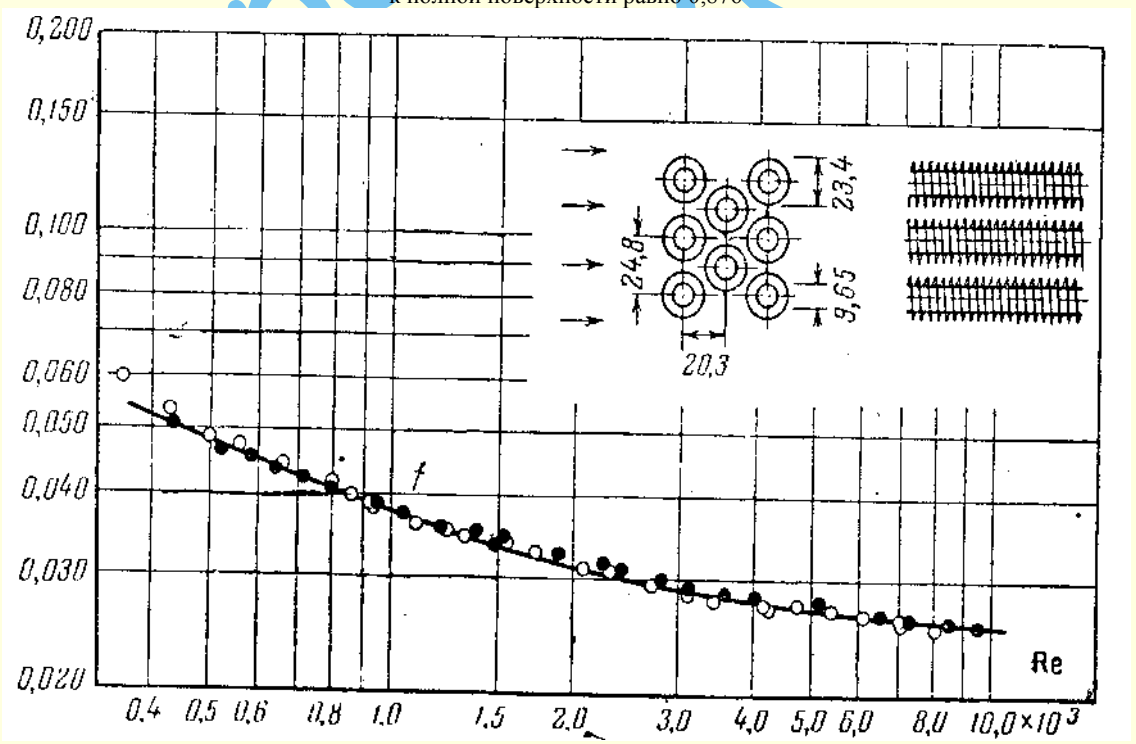


Рис. 1.298. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-4. Наружный диаметр трубы d = 9,65 мм. Число ребер 451,1 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 2,98 мм. Толщина ребра (средняя) 0,406 мм, алюминий. σ =0,510; ψ = 685,7 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,931.*Примечание.* Данные о теплоотдаче не представлены из-за большого термического сопротивления контакта в биметаллических трубах и большой ошибки при оценке этого сопротивления

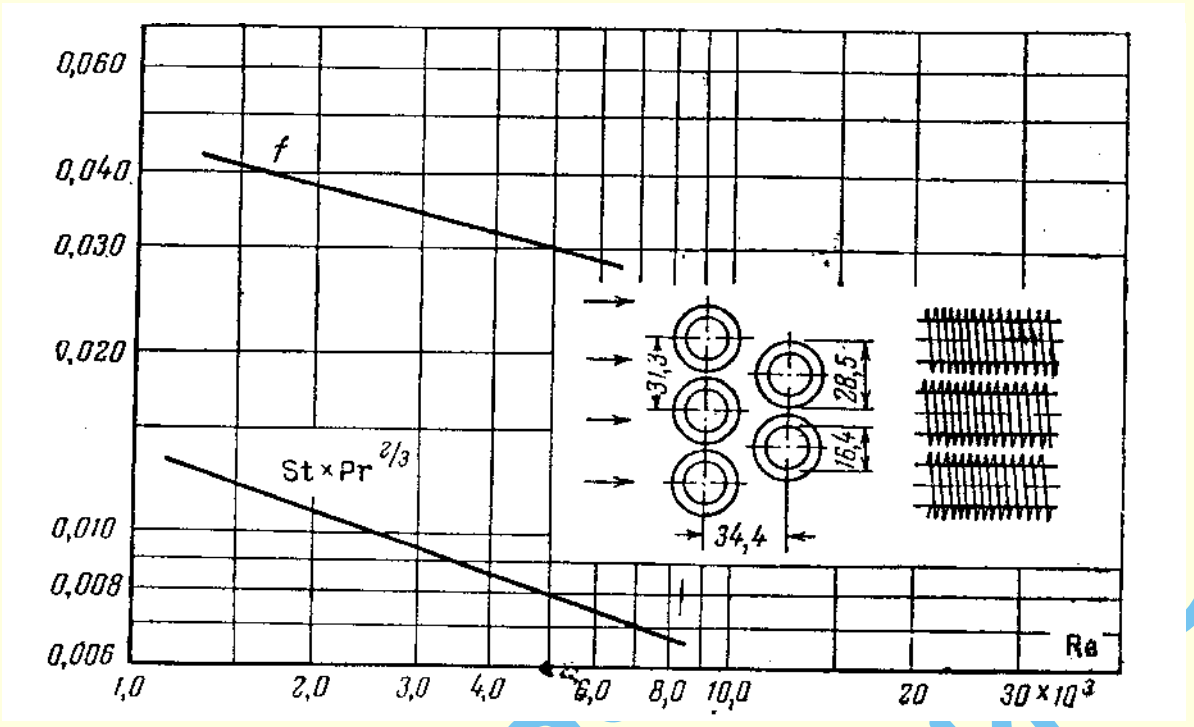


Рис. 1.299. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Поверхность ККР-5. Данные Джеймсона. Наружный диаметр трубы d = 16,40 мм. Число ребер 275,6 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 6,68 мм. Толщина ребра (средняя) 0,254 мм. σ =0,449; ψ =269 м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,830. Минимальное свободное сечение перпендикулярно потоку

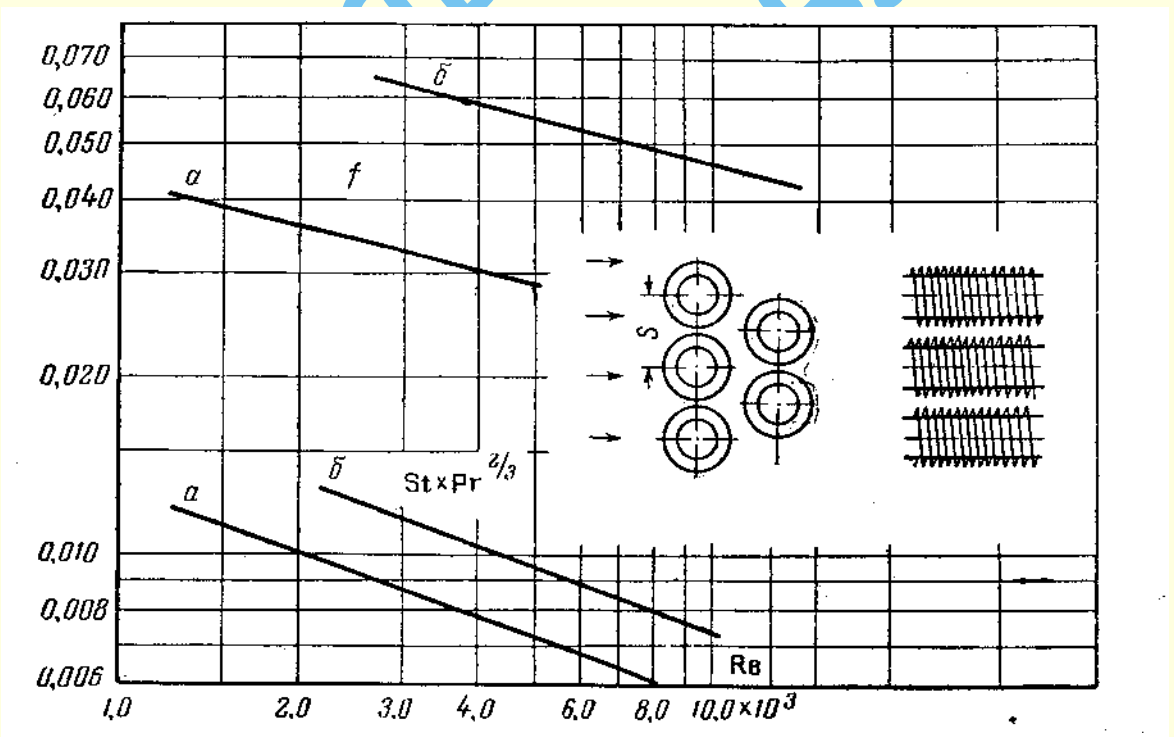


Рис. 1.300. Шахматное расположение оребренных круглых труб. Данные Джеймсона. *а* – поверхность ККР-6; *б* – поверхность ККР-7. Размеры те же, что и на рис. 1.9.96 (кроме s). Число ребер 342,5 на 1 м. Толщина ребра 0,254 мм. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,862

		а	*б*
Гидравлический диаметр	$4r_г$, мм	5,49	11,68
	σ	0,443	0,628
	ψ	323,5	215,5
	s, мм	31,29	46,93

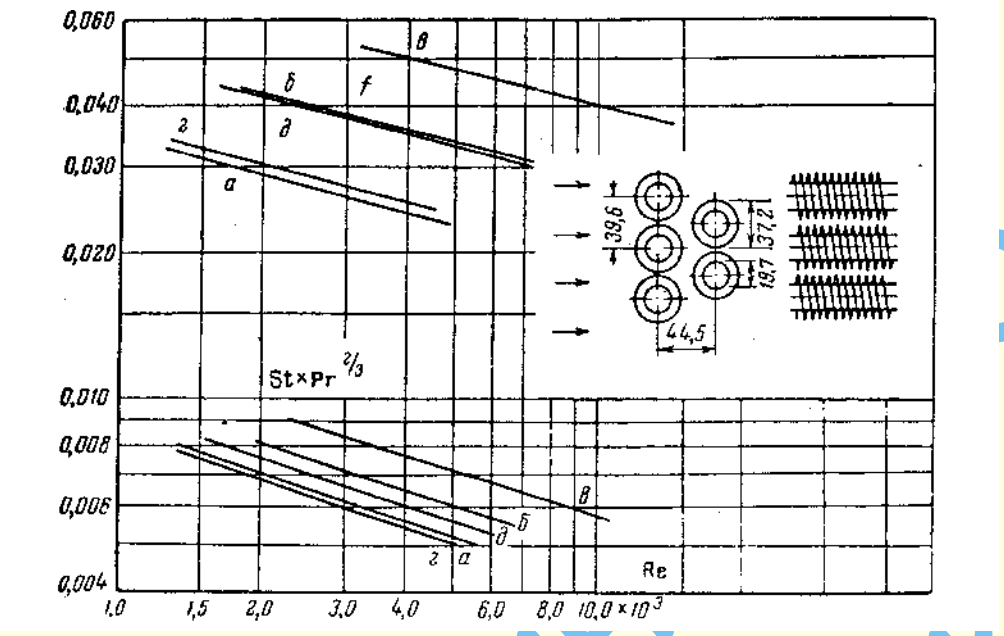


Рис. 1.301. Шахматное расположение оребренных круглых труб.
Данные Джеймсона. *а* – поверхность ККР-8; *б* – поверхность ККР-9;
в – поверхность ККР-10; *г* – поверхность ККР-11; *д* – поверхность ККР-12.
Наружный диаметр трубы d = 19,70 мм. Число ребер 356,3 на 1 м.
Толщина ребра 0,305 мм

		а	*б*	*в*	*г*	*д*
Гидравлический диаметр	$4r_г$, мм	5,13	8,18	13,59	4,85	6,43
	σ	0,455	0,572	0,688	0,537	0,572
	ψ	354,3	279,2	203,0	442,9	354,3
	s, мм	39,21	50,34	69,21	69,3	50,34
	L, мм	44,5	44,5	44,5	20,8	34,93

Минимальное свободное сечение во всех случаях расположено перпендикулярно потоку, за исключением случая *г*, когда оно находится на диагонали

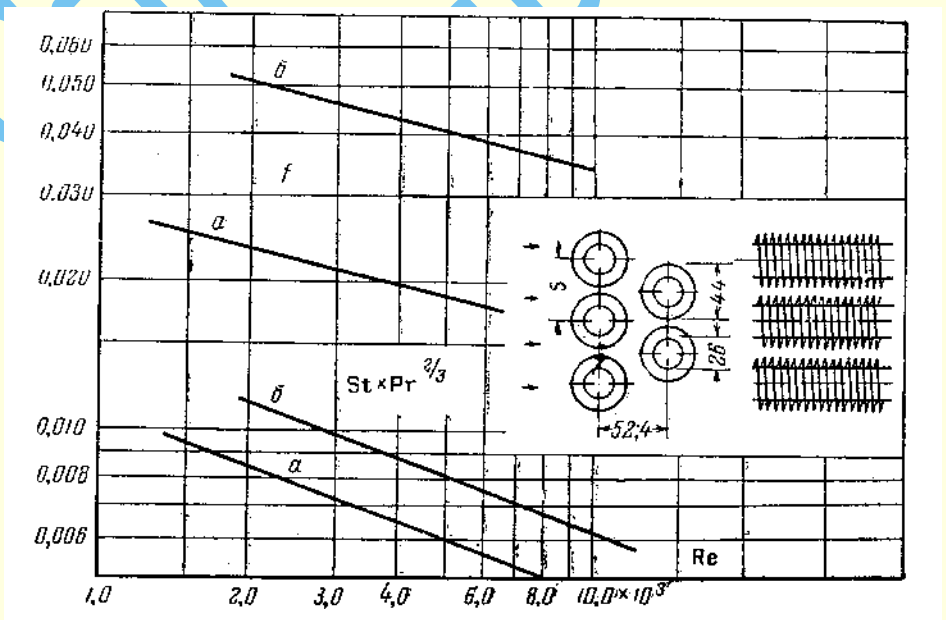


Рис. 1.302. Шахматное расположение оребренных круглых труб.
Данные Джеймсона. *а* – поверхность ККР-13; *б* – поверхность ККР-14.
Наружный диаметр трубы d = 26,0 мм. Число ребер 346,5 на 1 м.
Толщина ребра 0,825 мм

		а	*б*
Гидравлический диаметр	$4r_г$, мм	5,89	13,21
	σ	0,439	0,643
	ψ	299,2	190,6
	s, мм	49,76	78,21

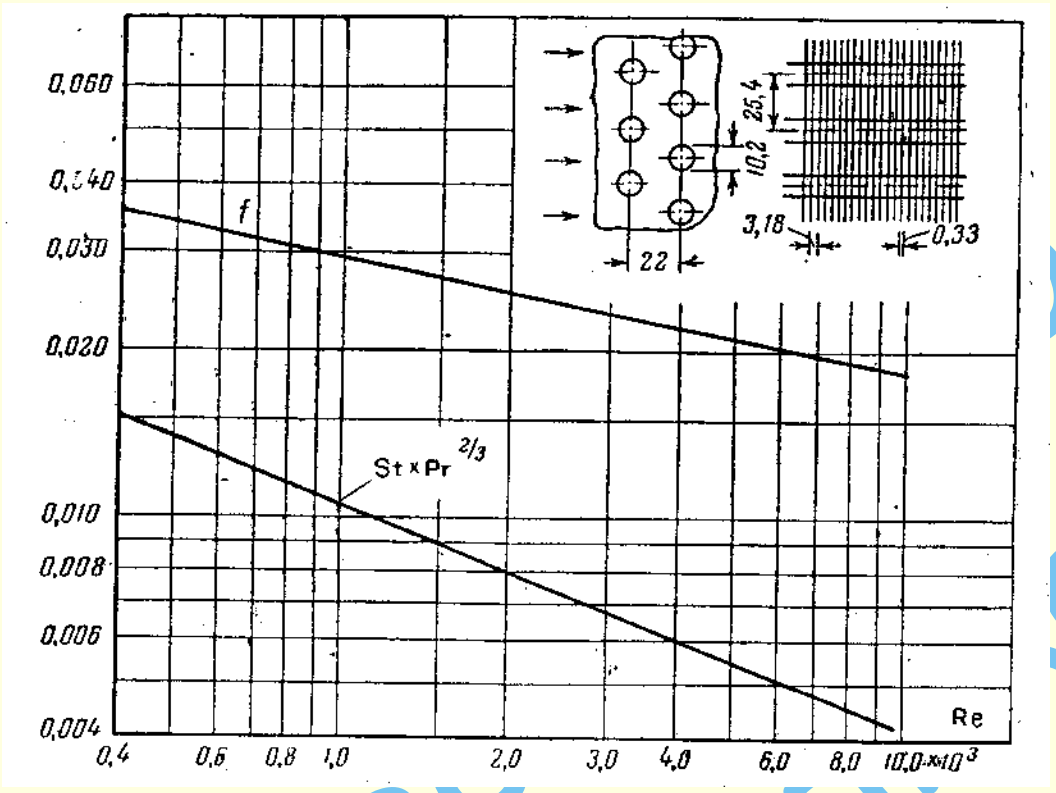


Рис. 1.303. Шахматный пучок круглых труб со сплошными ребрами.
Поверхность КСР-1. Данные Trane Co. Наружный диаметр трубы d = 10,21 мм.
Число ребер 315 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$=3,63 мм.
Толщина ребра 0,330 мм. σ = 0,534; ψ = 587,3 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,913

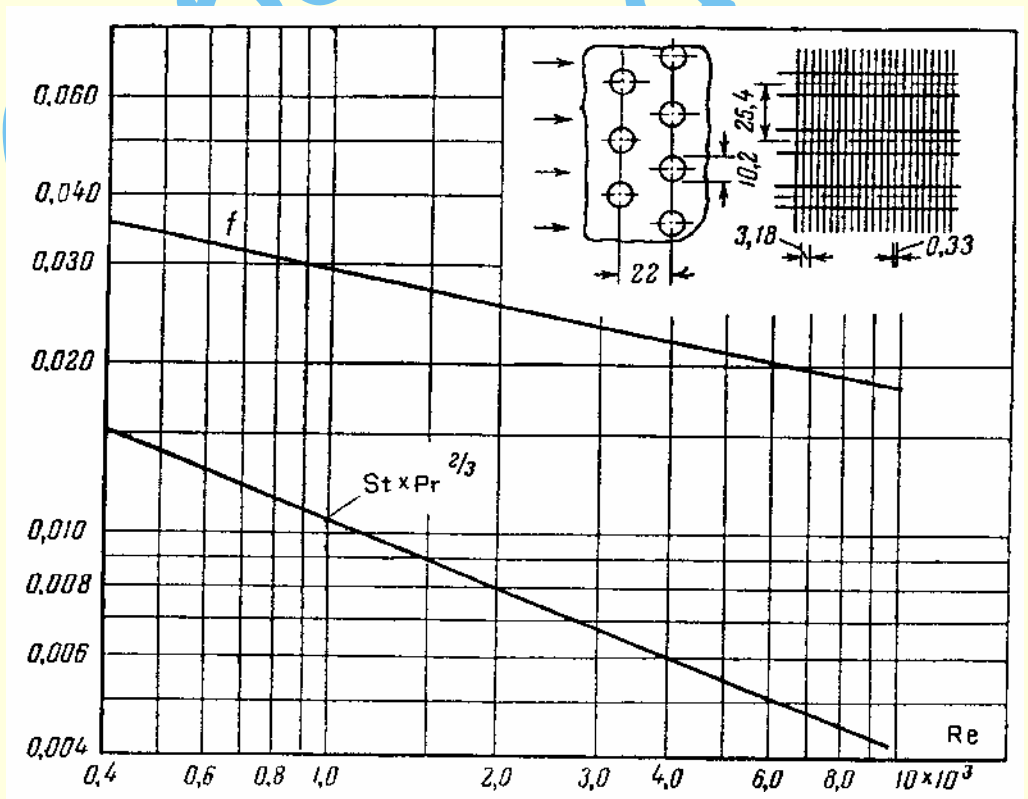


Рис. 1.304. Шахматный пучок круглых труб со сплошными ребрами.
Поверхность КСР-2. Данные Trane Co. Наружный диаметр труб d = 17,17 мм.
Число ребер 305,1 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г$ = 3,43 мм.
Толщина ребра 0,406 мм. σ = 0,481; ψ = 554 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,950

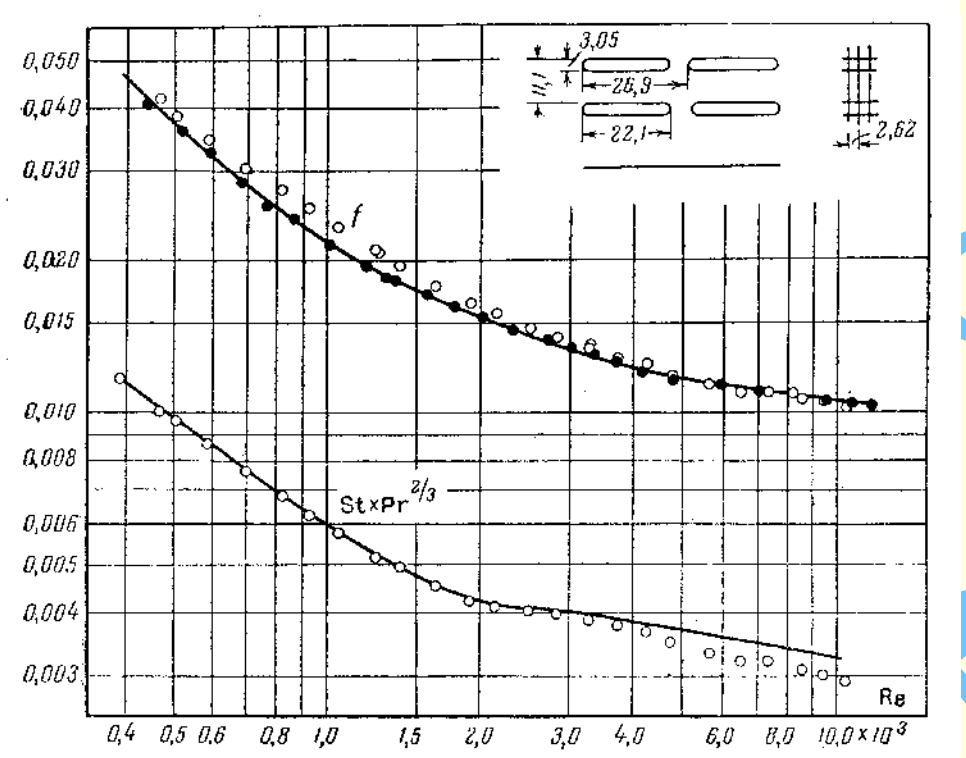


Рис. 1.305. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-1. Число ребер 381,1 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г = 3{,}60$ мм. Толщина ребра 0,1016 мм, медь. Отношение площадей свободного и фронтального сечений $\sigma = 0{,}697$. Отношение поверхности теплообмена к полному объему $\psi = 751{,}3$. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,795

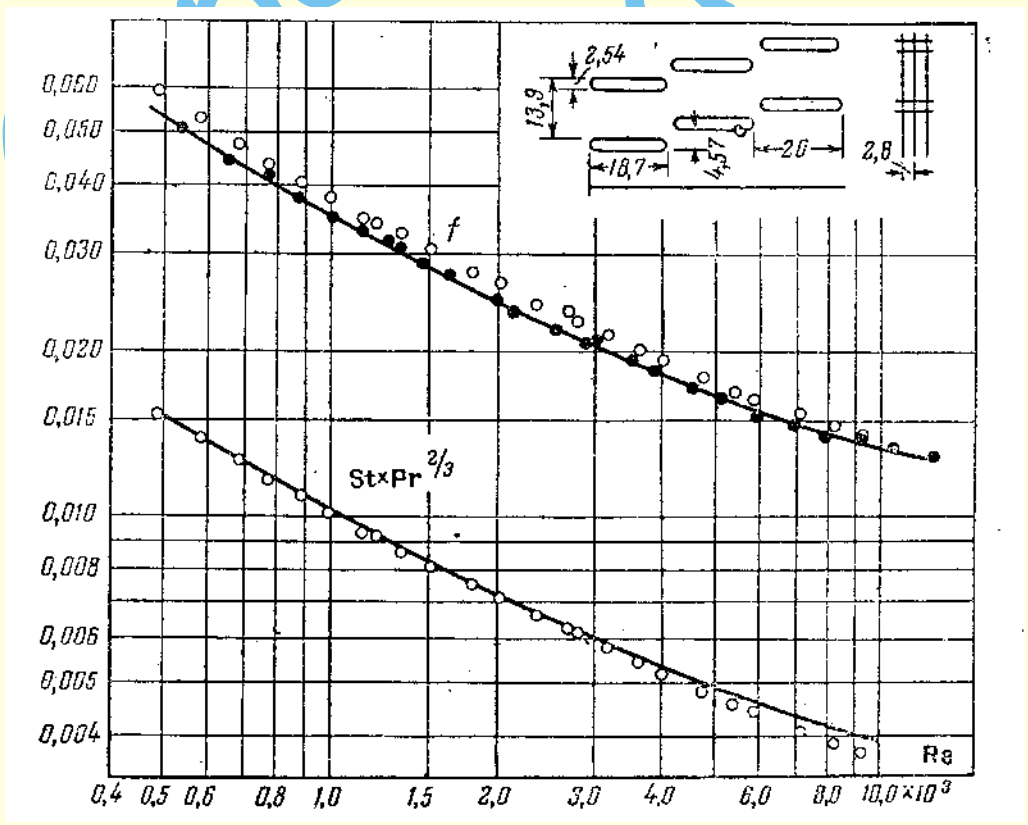


Рис. 1.306. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-2. Число ребер 358,3 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г = 4{,}21$ мм. Толщина ребра 0,1016 мм. $\sigma = 0{,}788$; $\psi = 734{,}9$ м^2/м^3. Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,813

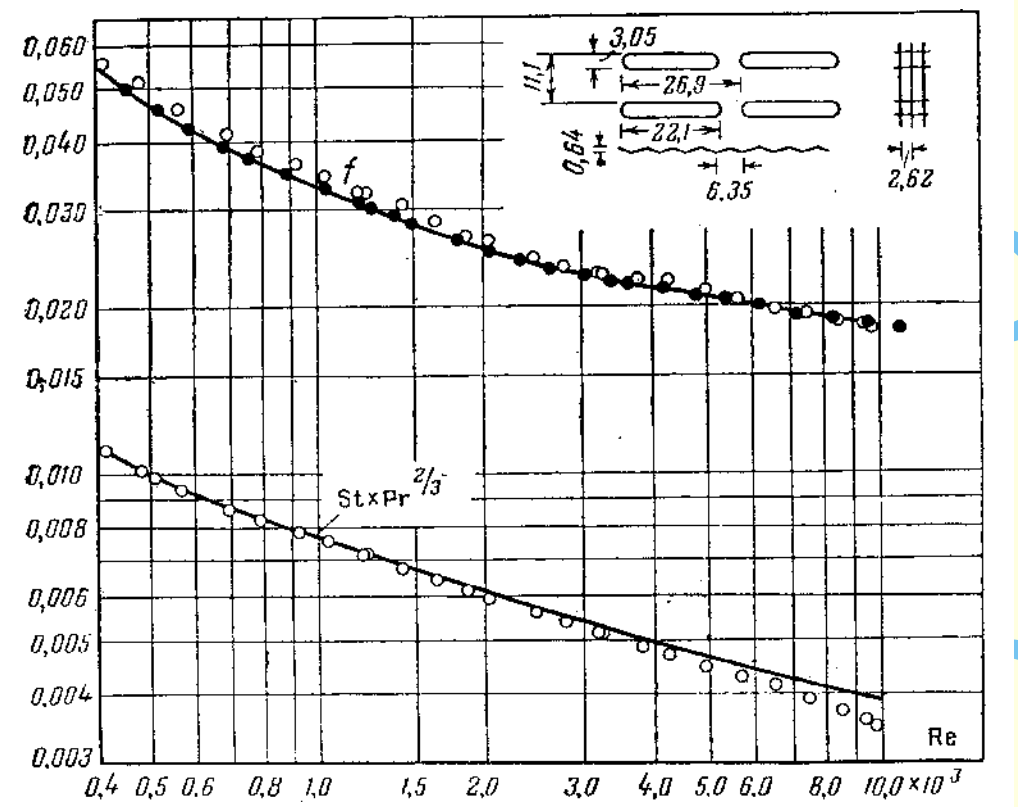


Рис. 1.307. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-3.
Число ребер 381,1 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г = 3{,}60$ мм.
Толщина ребра 0,1016 мм. $\sigma = 0{,}697$; $\psi = 751{,}3$ м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,795

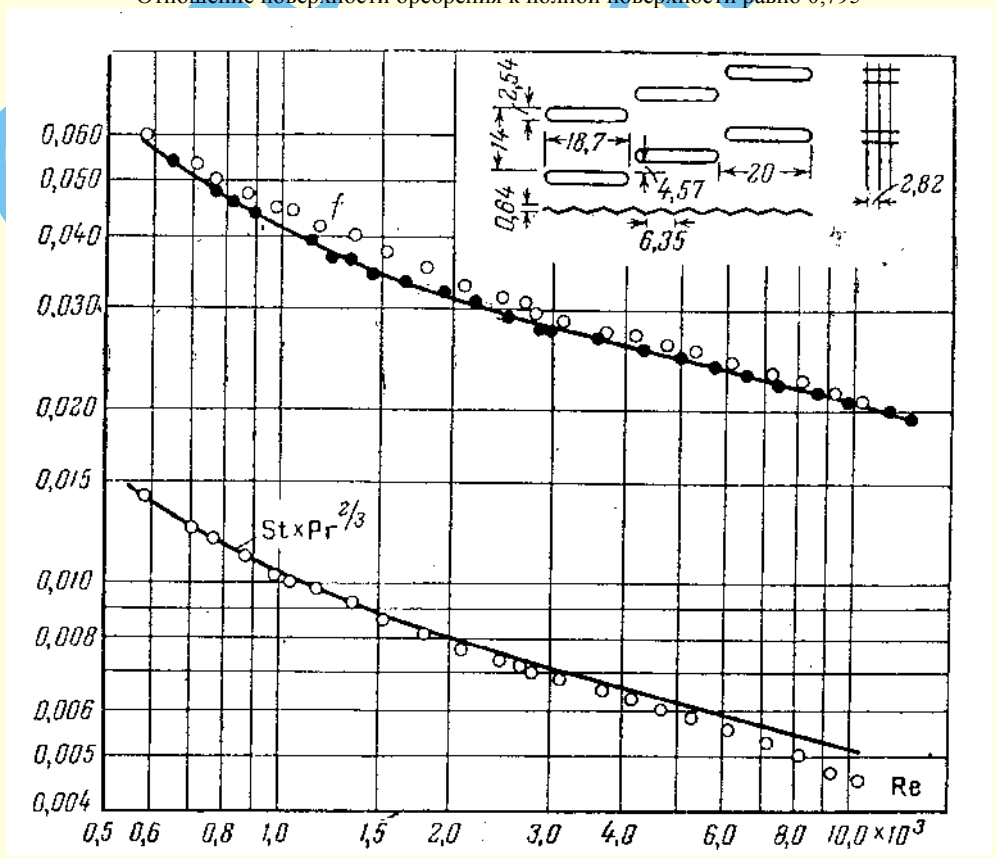


Рис. 1.308. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-4.
Число ребер 365,7 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_г = 4{,}12$ мм.
Толщина ребра 0,1016 мм. $\sigma = 0{,}788$; $\psi = 748$ м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,814

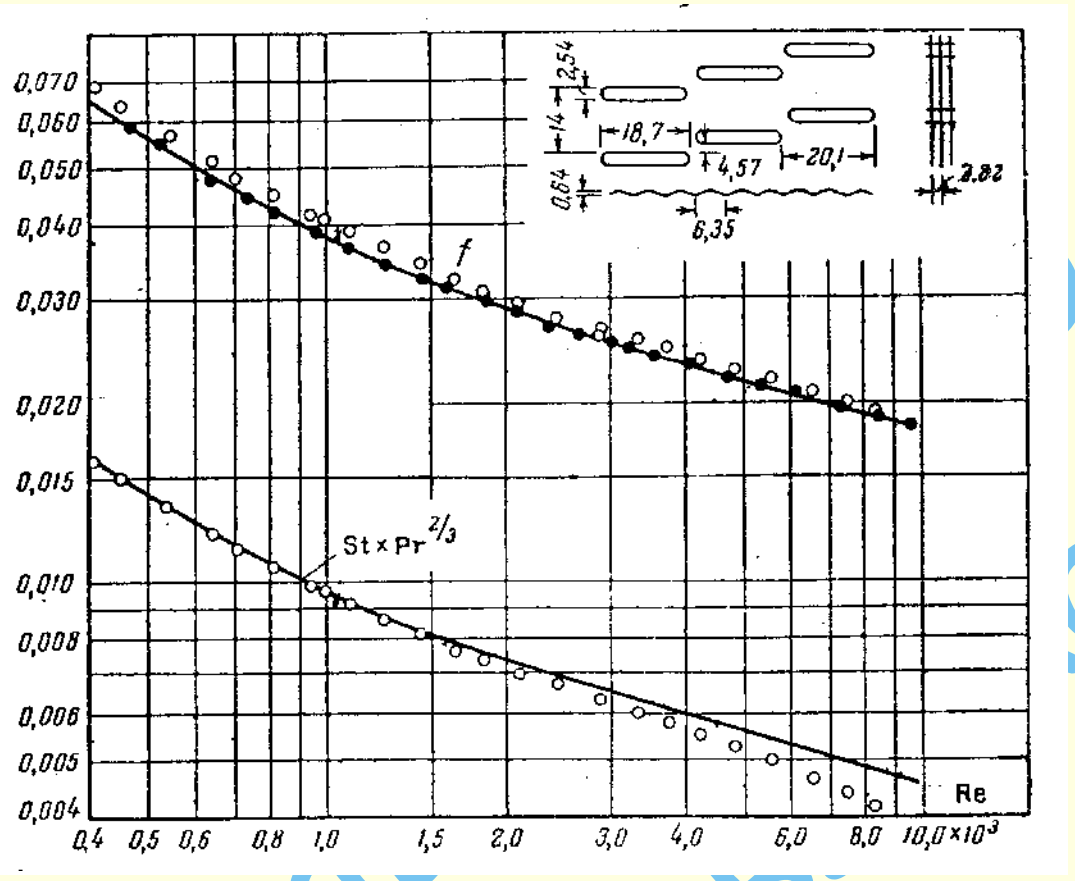


Рис. 1.309. Пучок плоских труб со сплошными ребрами. Поверхность ПлСР-5.
Число ребер 445,7 на 1 м. Гидравлический диаметр $4r_1$=3,51 мм.
Толщина ребра 0,1016 мм, σ = 0,780; ψ = 885,8 м^2/м^3.
Отношение поверхности оребрения к полной поверхности равно 0,845

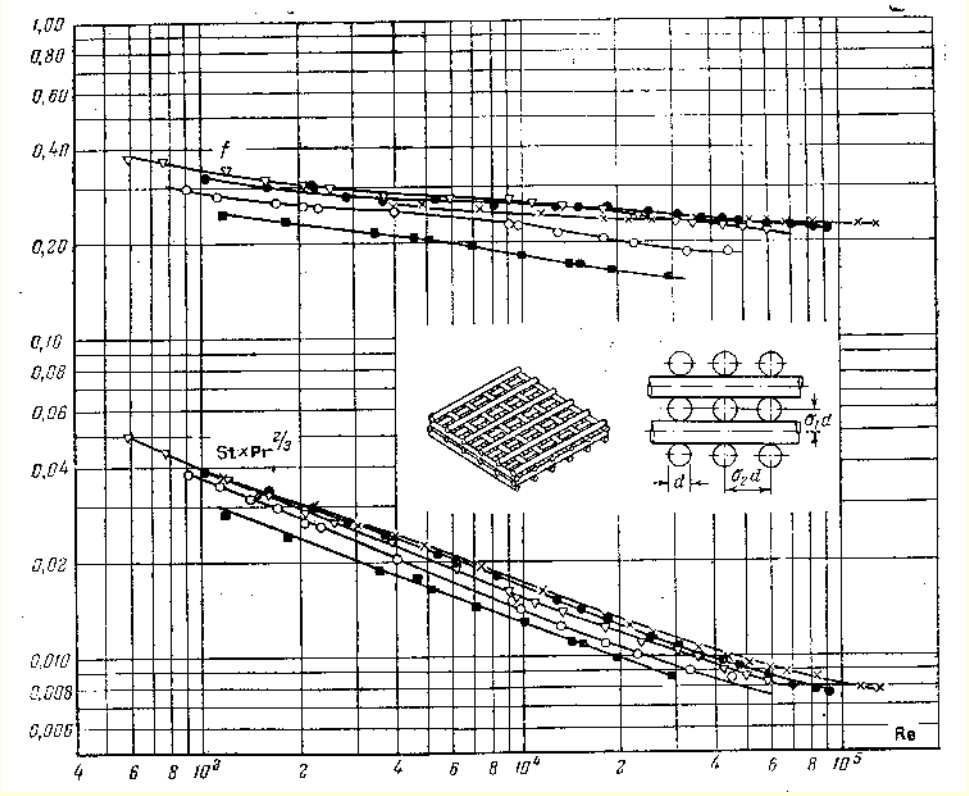


Рис. 1.310. Решетчатые насадочные поверхности с «коридорным» расположением стержней РешК-1; диаметр стержней d = 9,55 мм

Пористость ε′	Поперечный шаг x_t
I x 0,832	4,675
III ● 0,766	3,356
V ∇ 0,675	2,417
VI o 0,602	1,974
VII ■ 0,500	1,571

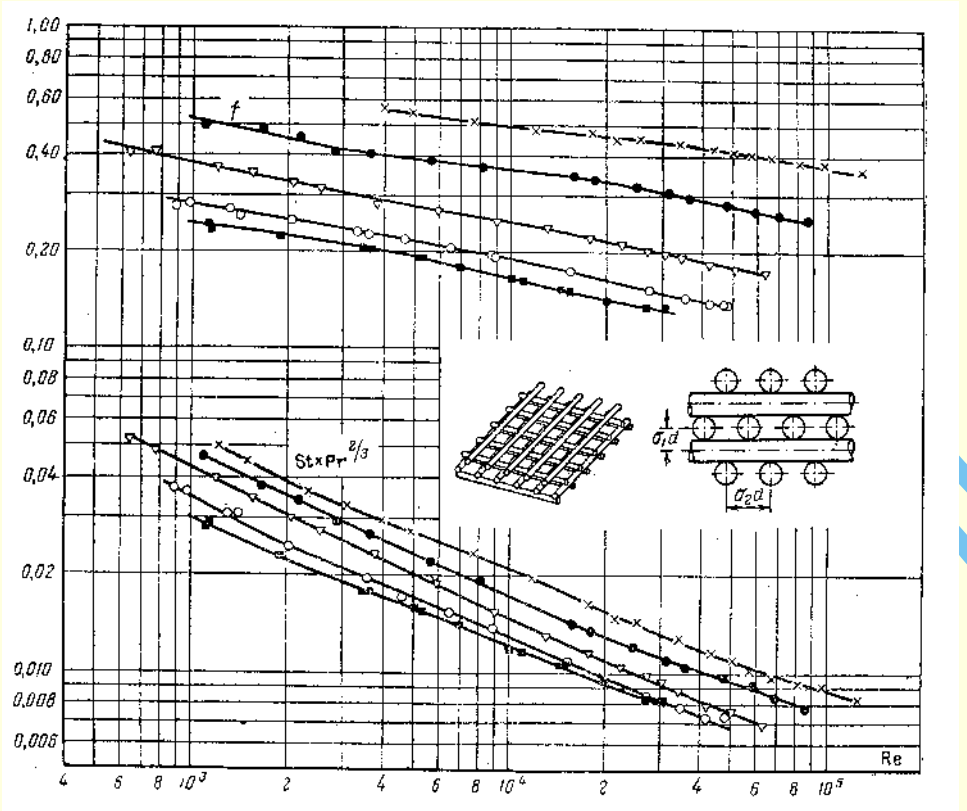


Рис. 1.311. Решетчатые насадочные поверхности с шахматным расположением стержней; диаметр стержней d = 9,55 мм

Пористость ε′	Поперечный шаг x_t
I x 0,832	4,675
III ● 0,766	3,356
V ▽ 0,675	2,417
VI o 0,602	1,974
VII ■ 0,500	1,571

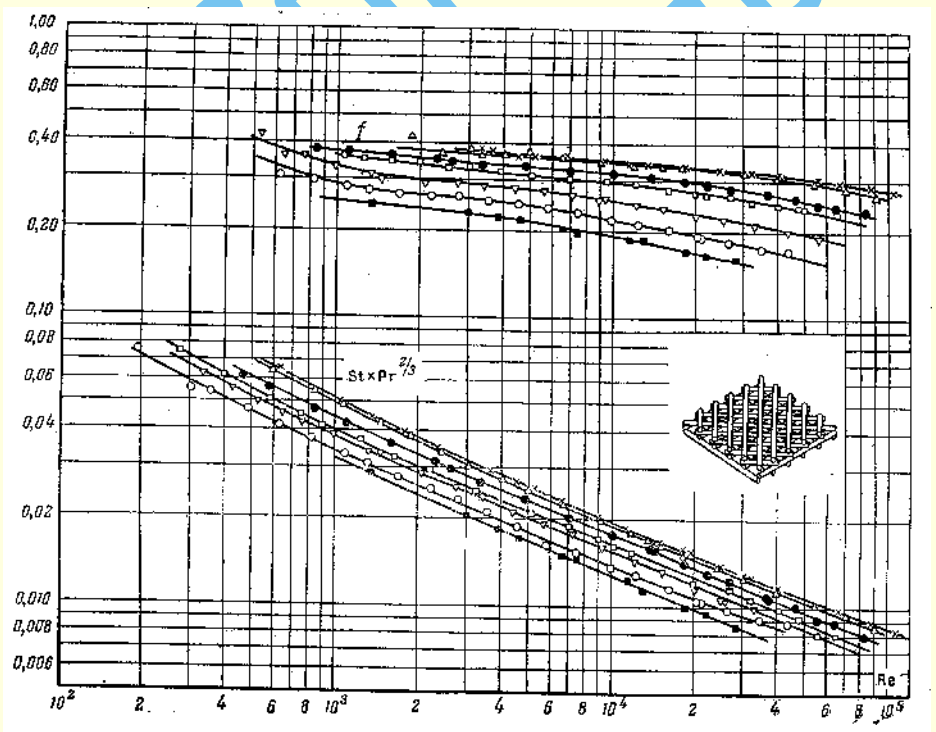


Рис. 1.312. Решетчатые поверхности с произвольным расположением стержней; диаметр стержней d = 9,55 мм

Пористость ε′	Поперечный шаг x_t
I x 0,832	4,675
II Δ 0,817	4,292
III ● 0,766	3,356
IV ■ 0,725	2,856
V ▽ 0,675	2,417
VI o 0,602	1,974
VII ■ 0,500	1,571

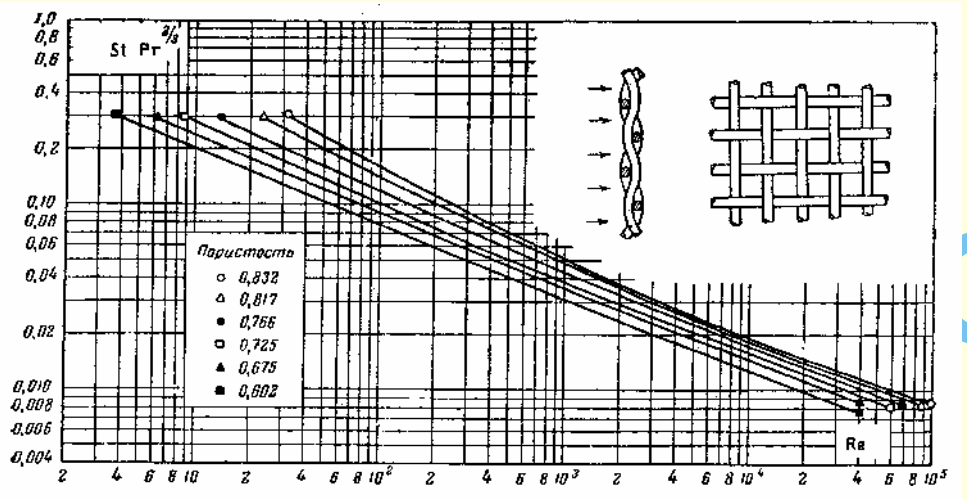


Рис. 1.313. Характеристики теплоотдачи при течении газа через бесконечную сетчатую насадочную поверхность с беспорядочным расположением сеток. Зависимости получены путем обработки экспериментальных данных для сетчатых и решетчатых поверхностей в предположении идеального прилегания слоев сеток

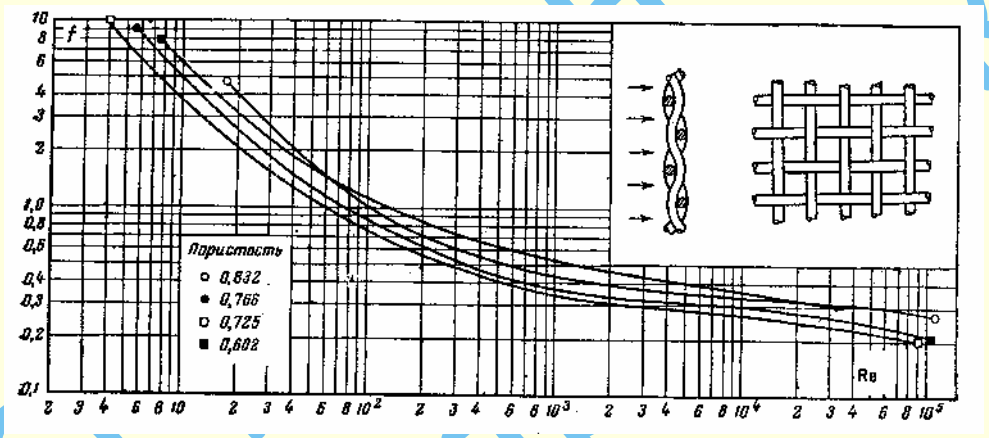


Рис. 1.314. Характеристики гидравлического сопротивления при течении газа через бесконечную сетчатую насадочную поверхность с беспорядочным расположением сеток. Зависимости получены путем обработки экспериментальных данных для сетчатых и решетчатых поверхностей в предположении идеального прилегания слоев сеток

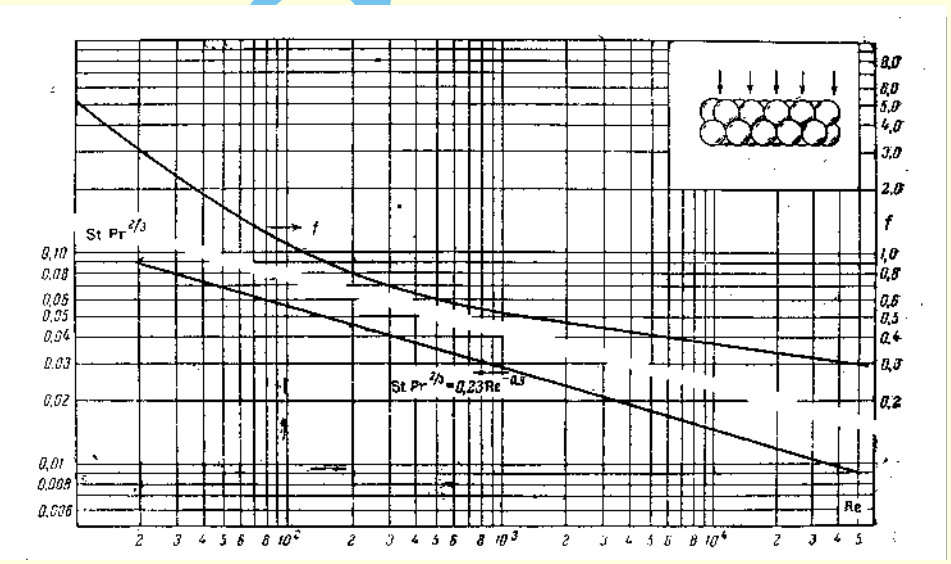


Рис. 1.315. Характеристики теплоотдачи и гидравлического сопротивления при течении газа через сферическую насадочную поверхность с беспорядочным расположением шариков. Данные получены для пористости, изменяющейся от 0,37 до 0,39 (см. также таблицу 1.88)

Таблица 1.79

**Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Поток в круглых и плоских трубах**

Re	ПТ-1		ПлТ-1		ПлПжТ-1	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	0,00288	0,00668	–	–	–	–
12000	0,00300	0,00697	–	–	–	–
10000	0,00310	0,00725	0,00292	0,00687	0,00356	0,00660
8000	0,00314	0,00760	0,00298	0,00718	0,00378	0,00701
6000	0,00294	0,00770	0,00305	0,00770	0,00409	0,00764
5000	0,00254	0,00725	0,00310	0,00820	0,00430	0,00807
4000	0,00193	0,00635	0,00317	0,00895	0,00457	0,00878
3000	0,00202	0,00672	0,00291	0,00939	0,00494	0,00982
2500	0,00229	0,00750	0,00272	0,00939	0,00520	0,01070
2000	0,00269	0,00902	0,00310	0,0107	0,00540	0,0116
1500	0,00334	0,01170	0,00381	0,0135	0,00503	0,0119
1200	0,00399	0,01425	0,00453	0,0163	0,00475	0,0125
1000	0,00463	0,01680	0,00522	0,0191	0,00518	0,0136
800	0,00558	0,02060	0,00621	0,0232	0,00605	0,0158
600	0,00707	0,02660	0,00780	0,0296	0,00738	0,0191
500	–	–	0,00900	0,0346	–	–
400	–	–	–	–	–	–
300	–	–	–	–	–	–

Таблица 1.80

**Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Поперечное обтекание пучков гладких труб**

Re	Ш-1,50-1,25		Ш-1,50-l,25*a*		Ш-1,25-1,25		Ш-1,50-l,00	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	0,00632	0,0508	0,00690	0,0503	–	–	–	–
12000	0,00698	0,0530	0,00753	0,0525	–	–	–	–
10000	0,00755	0,0550	0,00808	0,0543	–	–	–	–
8000	0,00832	0,0578	0,00883	0,0566	–	–	–	–
6000	0,00941	0,0614	0,00987	0,0596	–	–	–	–
5000	0,0102	0,0640	0,0106	0,0615	0,00778	0,0375	–	–
4000	0,0112	0,0670	0,0116	0,0641	0,00850	0,0391	0,0111	0,0613
3000	0,0127	0,0702	0,0129	0,0675	0,00950	0,0415	0,0124	0,0652
2500	0,0137	0,0725	0,0138	0,0700	0,0102	0,0430	0,0134	0,0680
2000	0,0149	0,0750	0,0151	0,0728	0,0111	0,0450	0,0147	0,0713
1500	0,0166	0,0780	0,0169	0,0768	0,0124	0,0477	0,0164	0,0761
1200	0,0178	0,0800	0,0184	0,0800	0,0136	0,0498	0,0180	0,0799
1000	0,0189	0,0812	0,0198	0,0828	0,0146	0,0518	0,0193	0,0833
800	0,0201	0,0827	0,0216	0,0860	0,0159	0,0540	0,0213	0,0874
600	–	–	0,0241	0,0907	0,0178	0,0572	0,0239	0,0932
500	–	–	0,0258	0,0940	0,0191	0,0593	0,0257	0,0972
400	–	–	–	–	0,0208	0,0620	–	–
300	–	–	–	–	0,0233	0,0658	–	–

Re	Ш-1,50-1,50		Ш-2,00-l,00		Ш-2,50-0,75		К-1,50-l,25	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 1.80

Re	Ш-1,50-1,50		Ш-2,00-1,00		Ш-2,50-0,75		К-1,50-1,25	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
10000	0,00809	0,0593	–	–	–	–	0,00752	0,0505
8000	0,00888	0,0619	0,0108	0,0982	0,01060	0,1000	0,00820	0,0525
6000	0,00997	0,0653	0,0122	0,104	0,01175	0,1036	0,00900	0,0549
5000	0,0107	0,0674	0,0132	0,108	0,0126	0,1065	0,00958	0,0558
4000	0,0117	0,0701	0,0145	0,112	0,0136	0,1100	0,01020	0,0562
3000	0,0132	0,0740	0,0164	0,118	0,0152	0,1145	0,01080	0,0554
2500	0,0142	0,0755	0,0177	0,122	0,0162	0,1175	0,01095	0,0535
2000	0,0155	0,0769	0,0194	0,128	0,0176	0,1180	0,01075	0,0497
1500	0,0174	0,0790	0,0219	0,135	0,0195	0,1200	0,00960	0,0410
1200	0,0190	0,0803	0,0241	0,141	0,0212	0,1213	0,00778	0,0331
1000	0,0204	0,0818	0,0261	0,146	0,0227	0,1220	0,00750	0,0281
800	0,0224	0,0834	0,0286	0,152	0,0246	0,1230	0,00790	0,0265
600	–	–	0,0323	0,160	0,0273	0,1250	–	–
500	–	–	–	–	–	–	–	–
400	–	–	–	–	–	–	–	–
300	–	–	–	–	–	–	–	–

Re	К-1,50-1,25*а*		К-1,25-1,25		ПлТ-2		ПлПжТ-2	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–
10000	0,00715	0,0483	–	–	–	–	0,00580	0,0248
8000	0,00790	0,0501	0,00580	0,0364	–	–	0,00611	0,0248
6000	0,00892	0,0511	0,00654	0,0373	–	–	0,00646	0,0248
5000	0,00960	0,0515	0,00706	0,0380	–	–	0,00660	0,0248
3000	–	0,0520	–	0,0397	0,00481	0,0184	0,00655	0,0248
2500	–	0,0516	–	0,0401	0,00450	0,0175	0,00640	0,0248
2000	–	0,0483	–	0,0410	0,00447	0,0177	0,00611	0,0249
1500	–	0,0401	–	0,0420	0,00500	0,0195	0,00588	0,0259
1200	–	0,0328	–	0,0429	0,00590	0,0221	0,00639	0,0274
1000	–	0,0301	–	0,0436	0,00678	0,0245	0,00714	0,0297
800	–	–	–	0,0444	0,00809	0,0278	0,00836	0,0337
600	–	–	–	0,0456	0,0101	0,0329	0,01020	0,0395
500	–	–	–	0,0459	0,0117	0,0368	0,01160	0,0439
400	–	–	–	0,0450	–	–	–	–
300	–	–	–	0,0421	–	–	–	–

Таблица 1.81

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Пластинчато-ребристые поверхности с гладкими ребрами

ГлР-1			ГлР-2			ГлР-3		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
60000	0,00228	0,00549	45000	0,00233	0,00602	35000	0,00246	0,00595
50000	0,00237	0,00562	40000	0,00239	0,00608	30000	0,00254	0,00605
40000	0,00248	0,00579	30000	0,00254	0,00630	25000	0,00263	0,00620
30000	0,00264	0,00601	25000	0,00264	0,00645	20000	0,00276	0,00638
25000	0,00274	0,00616	20000	0,00277	0,00667	15000	0,00291	0,00667
20000	0,00288	0,00638	15000	0,002995	0,00700	12000	0,00302	0,00695
15000	0,00305	0,00672	12000	0,00310	0,00732	10000	0,00316	0,00720
12000	0,00320	0,00703	10000	0,00322	0,00762	8000	0,00330	0,00761

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 1.81

ГлР-1			ГлР-2			ГлР-3		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
10000	0,00333	0,00734	8000	0,00336	0,00808	6000	0,00348	0,00826
8000	0,00347	0,00778	6000	0,00355	0,00886	5000	0,00357	0,00880
6000	0,00363	0,00847	5000	0,00366	0,00950	4000	0,00367	0,00963
5000	0,00373	0,00904	4000	0,00373	0,01045	3000	0,00367	0,01110
4000	0,00379	0,01023	3000	0,00368	0,01190	2500	0,00357	0,01230

Re	ГлР-4			ГлР-5		ГлР-6		ГлР-7	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$		f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
	T	ΔT							
15000	–	–	–	–	–	–	–	0,00255	0,00708
12000	0,00287	0,00314	0,00631	–	–	0,00303	0,00708	0,00265	0,00740
10000	0,00298	0,00326	0,00658	0,00373	0,00764	0,00310	0,00735	0,00273	0,00763
8000	0,00312	0,00339	0,00689	0,00397	0,00806	0,00317	0,00768	0,00283	0,00799
6000	0,00313	0,00334	0,00700	0,00427	0,00870	0,00325	0,00807	0,00296	0,00842
5000	–	0,00321	0,00670	0,00448	0,00913	0,00330	0,00838	0,00304	0,00870
4000	–	–	0,00594	0,00477	0,00978	0,00333	0,00875	0,00310	0,00903
3000	–	0,00244	0,00563	0,00515	0,0108	0,00326	0,00923	0,00310	0,00980
2500	–	0,00238	0,00633	0,00535	0,0115	0,00301	0,00958	0,00318	0,0106
2000	0,00237	0,00255	0,00772	0,00554	0,0127	0,00312	0,0103	0,00347	0,0122
1500	0,00296	0,00325	0,01010	0,00571	0,0146	0,00371	0,0127	0,00421	0,0152
1200	0,00353	0,00394	0,01244	0,00606	0,0167	0,00435	0,0152	0,00499	0,0182
1000	0,00407	0,00461	0,0148	0,00654	0,0189	0,00496	0,0176	0,00575	0,0214
800	0,00488	0,00562	0,0183	0,00728	0,0228	0,00581	0,0211	0,00692	0,0262
600	0,00614	0,00727	0,0241	0,00851	0,0299	–	–	–	–
500	0,00712	0,00858	0,0288	–	–	–	–	–	–
400	–	–	–	–	–	–	–	–	–
300	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Re	ГлР-8		ГлР-9		ГлР-10		ГлР-11	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–
10000	0,00314	0,00878	0,00288	0,00768	0,00310	0,00920	–	–
8000	0,00333	0,00923	0,00303	0,00807	0,00326	0,00955	–	–
6000	0,00356	0,00971	0,00324	0,00862	0,00352	0,0101	0,00308	0,00882
5000	0,00372	0,00991	0,00338	0,00900	0,00367	0,0106	0,00310	0,00900
4000	0,00390	0,0103	0,00353	0,00958	0,00389	0,0112	0,00309	0,00925
3000	0,00412	0,0112	0,00368	0,0105	0,00417	0,0123	0,00309	0,00970
2500	0,00424	0,0119	0,00373	0,0112	0,00435	0,0133	0,00322	0,01040
2000	0,00436	0,0139	0,00375	0,0119	0,00456	0,0147	0,00352	0,01205
1500	0,00444	0,0149	0,00420	0,0137	0,00495	0,0173	0,00420	0,0151
1200	0,00471	0,0169	0,00505	0,0166	0,00538	0,0202	0,00491	0,0182
1000	0,00515	0,0190	0,00586	0,0198	0,00585	0,0231	0,00562	0,0215

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 1.81

Re	ГлР-8		ГлР-9		ГлР-10		ГлР-11	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
800	0,00599	0,0228	0,00704	0,0243	0,00663	0,0274	0,00662	0,0264
600	0,00733	0,0294	0,00890	0,0319	0,00791	0,0346	0,00815	0,0343
500	0,00840	0,0350	0,0103	0,0380	0,00898	0,0403	0,00930	0,0405
400	–	–	–	–	–	–	–	–
300	–	–	–	–	–	–	–	–

Re	ГлР-12		Re	ГлР-13		ГлР-14		ГлР-15	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f		$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	10000	0,00295	0,00723	0,00294	0,00716	–	–
12000	–	–	9000	0,00299	0,00740	0,00302	0,00730	–	0,00820
10000	–	–	8000	0,00303	0,00763	0,00309	0,00755	0,00302	0,00851
8000	0,00320	0,00851	7000	0,00310	0,00790	0,00317	0,00782	0,00312	0,00881
6000	0,00337	0,00900	6000	0,00318	0,00826	0,00322	0,00819	0,00322	0,00928
5000	0,00348	0,00931	5000	0,00328	0,00871	0,00323	0,00856	0,00333	0,00980
4000	0,00363	0,00972	4000	0,00341	0,00945	0,00330	0,00885	0,00344	0,01045
3000	0,00382	0,0104	3000	0,00372	0,01085	0,00317	0,00956	0,00350	0,01128
2500	0,00395	0,0112	2000	0,00445	0,01370	0,00329	0,01145	0,00346	0,01285
2000	0,00410	0,0123	1500	0,00523	0,01645	0,00379	0,01350	0,00388	0,01475
1500	0,00443	0,0142	1200	0,00608	0,0195	0,00437	0,0159	0,00441	0,0170
1200	0,00497	0,0167	1000	0,00682	0,0228	0,00498	0,0181	0,00493	0,0195
1000	0,00567	0,0197	800	0,00797	0,0278	0,00589	0,0220	0,00555	0,0238
800	0,00672	0,0242	600	0,00889	0,0357	0,00729	0,0285	0,00713	0,0306
600	0,00834	0,0314	500	0,01101	0,0419	0,00833	0,0336	0,00815	0,0359
500	0,00960	0,0372	400	0,0129	0,0511	0,00980	0,0411	0,00955	0,0437
400	0,0113	0,0457	300	–	0,0662	0,01215	0,0535	0,01185	0,0566
300	–	–	200	–	–	–	–	0,01600	0,0811

Re	ГлР-16		ГлР-17		ГлР-18		ГлР-19	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
10000	–	–	–	–	–	–	–	–
9000	–	–	–	–	–	–	–	–
8000	–	–	–	–	–	–	–	–
7000	–	–	–	–	–	–	–	–
6000	–	0,00790	–	–	–	–	–	–
5000	0,00281	0,00809	–	–	–	–	–	–
4000	0,00281	0,00835	–	0,00785	–	0,00891	–	–
3000	0,00263	0,00875	0,00277	0,00831	0,00293	0,00981	–	0,0109
2000	0,00268	0,00962	0,00312	0,00981	0,00356	0,01185	0,00294	0,0118
1500	0,00294	0,01088	0,00354	0,01165	0,00418	0,01395	0,00349	0,0135
1200	0,00338	0,0125	0,00401	0,0134	0,00481	0,0162	0,00418	0,0157
1000	0,00379	0,0144	0,00450	0,0153	0,00545	0,0189	0,00482	0,0183
800	0,00448	0,0178	0,00529	0,0185	0,00643	0,0230	0,00581	0,0228
600	0,00561	0,0232	0,00670	0,0240	0,00802	0,0302	0,00735	0,0301
500	0,00658	0,0275	0,00782	0,0286	0,00922	0,0361	0,00856	0,0359
400	0,00796	0,0339	0,00942	0,0351	0,0110	0,0448	–	0,0446
300	0,01020	0,0442	0,01193	0,0460	0,0138	0,0595	–	0,0592
200	–	0,0650	–	0,0673	–	0,0888	–	0,0875

Справочник по гидравлике

Таблица 1.82

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Пластинчато-ребристые поверхности с жалюзийными ребрами

Re	ЖР-1		ЖР-2		ЖР-3		ЖР-4	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–
10000	0,00551	0,0331	0,00638	0,0494	0,00568	0,0300	0,00598	0,0400
8000	0,00593	0,0340	0,00688	0,0510	0,00605	0,0310	0,00645	0,0413
6000	0,00651	0,0354	0,00760	0,0531	0,00655	0,0322	0,00714	0,0432
5000	0,00690	0,0363	0,00810	0,0547	0,00690	0,0332	0,00760	0,0447
4000	0,00738	0,0375	0,00878	0,0568	0,00734	0,0347	0,00809	0,0463
3000	0,00805	0,0394	0,00970	0,0596	0,00791	0,0366	0,00895	0,0491
2500	0,00849	0,0406	0,0102	0,0620	0,00829	0,0381	0,00941	0,0511
2000	0,00900	0,0426	0,0110	0,0646	0,00875	0,0402	0,0100	0,0540
1500	0,00970	0,0461	0,0119	0,0696	0,00948	0,0438	0,0108	0,0588
1200	0,0104	0,0496	0,0127	0,0745	0,0102	0,0474	0,0113	0,0634
1000	0,0112	0,0532	0,0138	0,0795	0,0109	0,0512	0,0118	0,0680
800	0,0124	0,0587	0,0140	0,0860	0,0118	0,0571	0,0122	0,0752
600	0,0144	0,0682	0,0149	0,0962	0,0133	0,0667	0,0128	0,0880
500	0,0160	0,0755	–	–	–	–	–	–
400	–	–	–	–	–	–	–	–
300	–	–	–	–	–	–	–	–

Re	ЖР-5		ЖР-6		ЖР-7		ЖР-8	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–
10000	0,00542	0,0297	–	–	–	–	–	–
8000	0,00583	0,0306	0,00630	0,0340	–	–	0,00666	0,0309
6000	0,00640	0,0319	0,00690	0,0395	0,00690	0,0350	0,00728	0,0333
5000	0,00678	0,0328	0,00730	0,0410	0,00740	0,0367	0,00771	0,0351
4000	0,00737	0,0340	0,00790	0,0428	0,00802	0,0390	0,00825	0,0374
3000	0,00794	0,0359	0,00870	0,0420	0,00899	0,0426	0,00901	0,0408
2500	0,00835	0,0374	0,00950	0,0470	0,00960	0,0452	0,00954	0,0461
2000	0,00885	0,0394	0,00980	0,0497	0,0103	0,0491	0,0102	0,0464
1500	0,00951	0,0430	0,0106	0,0550	0,0113	0,0553	0,0112	0,0512
1200	0,0103	0,0472	0,0113	0,0580	0,0122	0,0610	0,0119	0,0558
1000	0,0112	0,0515	0,0121	0,0620	0,0130	0,0662	0,0125	0,0600
800	0,0126	0,0585	0,0131	0,0680	0,0142	0,0738	0,0137	0,0670
600	0,0149	0,0700	0,0145	0,0790	0,0161	0,0848	0,0155	0,0772
500	0,0169	0,0793	0,0154	0,0800	0,0177	0,0925	0,0158	0,0850
400	–	–	–	–	–	–	–	–
300	–	–	–	–	–	–	–	–

Re	ЖР-9		ЖР-10		ЖР-11		ЖР-12	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–
10000	–	–	0,00548	0,0242	–	–	–	–
8000	0,00701	0,0349	0,00588	0,0253	0,00590	0,0257	0,00557	0,0220
6000	0,00761	0,0364	0,00645	0,0271	0,00650	0,0271	0,00604	0,0233
5000	0,00800	0,0375	0,00684	0,0283	0,00694	0,0281	0,00640	0,0242
4000	0,00853	0,0390	0,00793	0,0300	0,00752	0,0296	0,00680	0,0255
3000	0,00922	0,0412	0,00811	0,0326	0,00835	0,0319	0,00739	0,0271

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 1.82

Re	ЖР-9		ЖР-10		ЖР-11		ЖР-12	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
2500	0,00972	0,0430	0,00861	0,0346	0,00889	0,0336	0,00777	0,0283
2000	0,0103	0,0456	0,00930	0,0375	0,00960	0,0363	0,00825	0,0299
1500	0,0112	0,0502	0,0102	0,0423	0,0105	0,0406	0,00888	0,0332
1200	0,0120	0,0550	0,0111	0,0469	0,0112	0,0442	0,00950	0,0368
1000	0,0128	0,0595	0,0121	0,0513	0,0119	0,0483	0,0104	0,0410
800	0,0139	0,0662	0,0135	0,0528	0,0130	0,0550	0,0117	0,0474
600	0,0157	0,0780	0,0156	0,0700	0,0148	0,0659	0,0137	0,0570
500	0,0170	0,0870	0,0170	0,0796	0,0161	0,0741	0,0150	0,0641
400	–	–	–	–	–	–	–	–
300	–	–	–	–	–	–	–	–

Re	ЖР-13		ЖР-14	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–
12000	–	–	–	–
10000	0,00432	0,0151	0,00440	0,0156
8000	0,00462	0,0158	0,00469	0,0168
6000	0,00508	0,0170	0,00510	0,0175
5000	0,00537	0,0178	0,00537	0,0183
4000	0,00576	0,0190	0,00572	0,0194
3000	0,00630	0,0208	0,00621	0,0213
2500	0,00663	0,0222	0,00655	0,0227

Re	ЖР-13		ЖР-14	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
2000	0,00711	0,0244	0,00699	0,0248
1500	0,00787	0,0289	0,00762	0,0288
1200	0,00859	0,0314	0,00831	0,0313
1000	0,00928	0,0370	0,00894	0,0362
800	0,0103	0,0427	0,00981	0,0416
600	0,0119	0,0516	0,0112	0,0500
500	0,0132	0,0580	0,0122	0,0565
400	–	–	–	–
300	–	–	–	–

Таблица 1.83

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Пластинчато-ребристые поверхности с короткими пластинчатыми ребрами

Re	ПлР-1		ПлР-2		ПлР-3	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–
10000	–	–	0,00629	0,0394	–	–
8000	0,00525	0,0197	0,00688	0,0413	–	–
6000	0,00580	0,0209	0,00770	0,0448	0,00850	0,0487
5000	0,00620	0,0218	0,00828	0,0458	0,00896	0,0498
4000	0,00669	0,0231	0,00903	0,0487	0,00959	0,0516
3000	0,00740	0,0253	0,0101	0,0530	0,01040	0,0540
2500	0,00789	0,0272	0,0108	0,0560	0,01110	0,0558
2000	0,00850	0,0298	0,0119	0,0607	0,01177	0,0584
1500	0,00940	0,0348	0,0133	0,0680	0,01267	0,0628
1200	0,0102	0,0394	0,0146	0,0752	0,01327	0,0676
1000	0,0109	0,0438	0,0156	0,0826	0,01373	0,0726
800	0,0122	0,0500	0,0171	0,0942	0,01427	0,0800
600	0,0139	0,0595	0,0192	0,113	0,01520	0,0913
500	0,0155	0,0665	0,0205	0,130	0,01580	0,1010
400	–	–	–	–	0,01675	0,1145
300	–	–	–	–	0,01810	0,1390

ПлР-4			ПлР-5			ПлР-6		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
8000	–	0,0628	–	–	–	6000	0,00510	0,0167
6000	0,01110	0,0650	9000	–	0,0122	5000	0,00537	0,0175
5000	0,01170	0,0664	8000	–	0,0123	4000	0,00570	0,0186
4000	0,01250	0,0684	7000	0,00452	0,0126	3000	0,00617	0,0202
3000	0,0137	0,0712	6000	0,00471	0,0131	2500	0,00650	0,0213
2500	0,0144	0,0733	5000	0,00492	0,0137	2000	0,00692	0,0228

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 1.83

ПлР-4			ПлР-5			ПлР-6		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
2000	0,0155	0,0765	4000	0,00522	0,0146	1500	0,00756	0,0255
1500	0,0168	0,0817	3000	0,00575	0,0162	1200	0,00809	0,0283
1200	0,0181	0,0870	2000	0,00682	0,0198	1000	0,00864	0,0314
1000	0,0192	0,0927	1500	0,00744	0,0231	800	0,00952	0,0362
800	0,0204	0,1020	1200	0,00830	0,0265	600	0,01107	0,0443
600	0,0223	0,1170	1000	0,00911	0,0306	500	0,01227	0,0507
500	0,0233	0,131	800	0,01045	0,0347	400	0,01407	0,0601
400	0,0247	0,154	600	0,01255	0,0429	300	0,0169	0,0757
–	–	–	500	0,01415	0,0493	–	–	–
–	–	–	400	0,0166	0,0592	–	–	–
–	–	–	300	0,0205	0,0758	–	–	–
–	–	–	200	–	–	–	–	–

ПлР-7			ПлР-8			ПлР-9		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
9000	0,00512	0,0183	9000	–	–	9000	–	–
8000	0,00530	0,0184	8000	–	–	8000	–	–
7000	0,00557	0,0189	7000	–	0,0199	7000	–	–
6000	0,00591	0,0196	6000	0,00619	0,0203	6000	–	–
5000	0,00635	0,0203	5000	0,00649	0,0211	5000	–	–
4000	0,00692	0,0218	4000	0,00713	0,0227	4000	–	0,0289
3000	0,00782	0,0241	3000	0,00813	0,0248	3000	0,00855	0,0309
2000	0,00933	0,0290	2000	0,00992	0,0294	2000	0,00995	0,0349
1500	0,01065	0,0341	1500	0,01125	0,0339	1500	0,01115	0,0387
1200	0,0119	0,0388	1200	0,0124	0,0386	1200	0,0120	0,0422
1000	0,0129	0,0438	1000	0,0136	0,0440	1000	0,0129	0,0459
800	0,0141	0,0490	800	0,0154	0,0499	800	0,0144	0,0520
600	0,0169	0,0592	600	0,0185	0,0608	600	0,0173	0,0621
500	0,0191	0,0695	500	0,0209	0,0690	500	0,0197	0,0699
400	0,0023	0,0808	400	–	0,0819	400	–	0,0810
300	0,0278	0,1025	300	–	0,1025	300	–	0,0995
200	–	0,1480	200	–	0,1425	200	–	–

ПлР-10			ПлР-11			ПлР-12		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
–	–	–	5000	0,00721	0,0310	–	–	–
–	–	–	4000	0,00764	0,0315	–	–	–
–	–	–	3000	0,00822	0,0334	–	–	–
–	–	–	2500	0,00859	0,0357	–	–	–
–	–	–	2000	0,00908	0,0379	6000	–	0,0289
–	–	–	1500	0,00987	0,0400	5000	0,00778	0,0295
4000	–	0,0390	1200	0,01060	0,0429	4000	0,00838	0,0307
3000	0,00880	0,0420	1000	0,01123	0,0464	3000	0,00925	0,0328
2000	0,01015	0,0450	800	0,01205	0,0517	2000	0,01085	0,0373
1500	0,01155	0,0492	600	0,01352	0,0607	1500	0,01205	0,0418
1200	0,0128	0,0535	500	0,0150	0,0679	1200	0,0132	0,0460
1000	0,0139	0,0577	400	0,0176	0,0781	1000	0,0142	0,0502
800	0,0154	0,0640	300	0,0226	0,0937	800	0,0159	0,0568
600	0,0180	0,0747	–	–	–	600	0,0188	0,0675
500	0,0202	0,0832	–	–	–	500	0,0209	0,0765
400	–	0,0955	–	–	–	400	–	0,0892
300	–	0,1175	–	–	–	300	–	0,1115
200	–	0,1585	–	–	–	200	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 1.83

ПлР-13			ПлР-13		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
5000	0,00705	0,0358	1000	0,01122	0,0496
4000	–	0,0370	800	0,01225	0,0552
3000	0,00773	0,0386	600	0,01395	0,0644
2500	0,00820	0,0397	500	0,0155	0,0721
2000	0,00880	0,0416	400	0,0179	0,0830
1500	0,00967	0,0440	300	0,0219	0,0103
1200	0,01045	0,0464	–	–	–

Таблица 1.84

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Пластинчато-ребристые поверхности с волнистыми ребрами

Re	ВР-1		ВР-2		ВР-3	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–
10000	–	–	0,00686	0,0331	–	–
8000	0,00712	0,0359	0,00746	0,0357	–	–
6000	0,00794	0,0401	0,00831	0,0398	–	–
5000	0,00846	0,0430	0,00890	0,0427	0,00675	0,0293
4000	0,00920	0,0469	0,00970	0,0467	0,00740	0,0320
3000	0,01025	0,0524	0,01077	0,0525	0,00835	0,0358
2500	0,0110	0,0563	0,01155	0,0567	0,00900	0,0385
2000	0,0119	0,0615	0,0126	0,0625	0,00982	0,0421
1500	0,0132	0,0691	0,0140	0,0704	0,0110	0,0478
1200	0,0144	0,0758	0,0150	0,0779	0,0120	0,0530
1000	0,0153	0,0819	0,0158	0,0845	0,0129	0,0579
800	0,0165	0,0888	0,0167	0,0926	0,0142	0,0643
600	0,0175	0,0985	0,0178	0,0135	0,0158	0,0738
500	0,0179	0,1045	0,0185	0,111	–	–
400	–	–	0,0194	0,118	–	–
300	–	–	–	–	–	–

Таблица 1.85

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Пластинчато-ребристые поверхности со стерженьковыми ребрами

Re	СтР-1		СтР-2		СтР-3	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
10000	–	–	–	–	–	–
8000	0,00808	0,0815	–	–	–	–
6000	0,00905	0,0793	–	–	–	–
5000	0,00970	0,0780	–	–	–	–
4000	0,0105	0,0762	0,0130	0,166	–	–
3000	0,0116	0,0741	0,0145	0,165	–	–
2500	0,0123	0,0725	0,0155	0,164	–	–
2000	0,0134	0,0707	0,0168	0,158	0,00645	–
1500	0,0152	0,0708	0,0183	0,151	0,00720	–
1200	0,0161	0,0718	0,0190	0,150	0,00784	0,0373
1000	0,0175	0,0755	0,0200	0,151	0,00840	0,0383
800	0,0183	0,0800	0,0209	0,156	0,00912	0,0399
600	–	–	0,0218	0,170	0,01020	0,0430
500	–	–	0,0222	0,180	0,01085	0,0454
400	–	–	–	–	0,0118	0,0491
300	–	–	–	–	0,0132	0,0551
250	–	–	–	–	–	0,0600
200	–	–	–	–	–	0,0673

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 1.85

Re	СтР-4		СтР-5		Re	СтР-6		Пфр	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f		$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
25000	–	–	0,00740	–	15000	0,0488	0,00757	–	–
20000	–	–	0,00800	–	12000	0,0493	0,00826	–	0,01168
17000	–	–	0,00842	–	10000	0,0503	0,00890	0,00503	0,01220
15000	–	–	0,00880	–	8000	0,0530	0,00973	0,00547	0,01285
12000	–	–	0,00951	–	6000	0,0573	0,01085	0,00600	0,01386
10000	–	–	0,0101	–	5000	0,0589	0,01172	0,00631	0,0146
8000	0,0128	0,153	0,0108	–	4000	0,0603	0,0128	0,00600	0,0155
6000	0,0144	0,153	0,0120	–	3000	0,0626	0,0142	0,00695	0,0169
5000	0,0156	0,153	0,0128	–	2500	0,0640	0,0157	0,00708	0,0178
4000	0,0171	0,153	0,0137	0,0692	2000	0,0640	0,0170	0,00700	0,0187
3000	0,0192	0,156	0,0152	0,0718	1500	0,0605	0,0170	0,00736	0,0207
2500	0,0207	0,160	0,0161	0,0737	1200	0,0561	0,0174	0,00817	0,0232
2000	0,0227	0,167	0,0173	0,0760	1000	0,0577	0,0182	0,00893	0,0257
1500	0,0255	0,175	0,0191	0,0800	800	0,0670	0,0198	0,01010	0,0295
1200	0,0279	0,0182	–	–	600	–	–	0,01180	0,0357
1000	0,0301	0,0189	–	–	500	–	–	0,0132	0,0407
900	–	–	–	–	–	–	–	–	–
800	0,0330	0,198	–	–	–	–	–	–	–
600	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Таблица 1.86

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении.
Поперечное обтекание пучков оребренных труб

Re	ККР-1		ККР-2		ККР-3		ККР-4	ПлСР-1	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–	–
10000	0,00388	0,0304	–	0,0306	–	–	0,0255	0,00326	0,0106
8000	0,00465	0,0313	–	0,0314	0,00638	0,0347	0,0260	0,00339	0,0108
6000	0,00500	0,0326	0,00645	0,0326	0,00685	0,0359	0,0267	0,00359	0,0113
5000	0,00547	0,0334	0,00685	0,0333	0,00727	0,0368	0,0272	0,00369	0,0116
4000	0,00609	0,0348	0,00740	0,0344	0,00785	0,0381	0,0278	0,00385	0,0122
3000	0,00701	0,0365	0,00820	0,0360	0,00879	0,0401	0,0290	0,00405	0,0133
2500	0,00770	0,0379	0,00880	0,0371	0,00945	0,0418	0,0300	0,00411	0,0142
2000	0,00860	0,0395	0,00960	0,0388	0,01035	0,0440	0,0314	0,00427	0,0155
1500	0,00990	0,0420	0,0108	0,0412	0,01170	0,0470	0,0337	0,00477	0,0174
1200	0,01105	0,0441	0,0119	0,0433	0,01285	0,0495	0,0358	0,00536	0,0196
1000	0,01210	0,0461	0,0129	0,0453	0,01390	0,0520	0,0379	0,00600	0,0219
800	0,01350	0,0490	0,0143	0,0483	0,01504	0,0551	0,0408	0,00701	0,0256
600	0,01506	0,0530	0,0165	0,0532	0,01760	0,0597	0,0450	0,00861	0,0321
500	–	–	0,0180	0,0572	0,01915	0,0630	0,0481	0,00982	0,0376
400	–	–	–	–	–	–	0,0522	0,01150	0,0463
300	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Re	ПлСР-2		ПлСР-3		ПлСР-4		ПлСР-5	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
15000	–	–	–	–	–	–	–	–
12000	–	–	–	–	–	–	–	–
10000	0,00389	0,0133	0,00390	0,0183	0,00514	0,0206	0,00453	0,0180
8000	0,00417	0,0142	0,00412	0,0191	0,00546	0,0219	0,00468	0,0192
6000	0,00460	0,0156	0,00445	0,0201	0,00590	0,0236	0,00533	0,0207
5000	0,00493	0,0167	0,00468	0,0208	0,00620	0,0247	0,00563	0,0218
4000	0,00539	0,0183	0,00498	0,0217	0,00660	0,0261	0,00602	0,0232
3000	0,00608	0,0206	0,00543	0,0228	0,00712	0,0280	0,00655	0,0253
2500	0,00656	0,0223	0,00573	0,0238	0,00751	0,0294	0,00690	0,0269
2000	0,00726	0,0247	0,00615	0,0255	0,00802	0,0315	0,00739	0,0290
1500	0,00831	0,0284	0,00676	0,0284	0,00885	0,0346	0,00816	0,0323
1200	0,00934	0,0320	0,00727	0,0309	0,00964	0,0380	0,00892	0,0353
1000	0,01030	0,0354	0,00772	0,0333	0,01045	0,0416	0,00968	0,0384
800	0,01175	0,0402	0,00832	0,0366	0,01176	0,0472	0,0108	0,0429

СТРОВОЧНИК ПО ГИДРАВЛИКЕ

Продолжение табл. 1.86

Re	ПлСР-2		ПлСР-3		ПлСР-4		ПлСР-5	
	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
600	0,01377	0,0476	0,00920	0,0422	0,1390	0,0569	0,0127	0,0505
500	0,01526	0,0531	0,01000	0,0470	–	–	0,0142	0,0565
400	–	–	0,01128	0,0550	–	–	0,0163	0,0652
300	–	–	–	–	–	–	–	–

Таблица 1.87

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении. Решетчатые насадочные поверхности

Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f	Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
Коридорное расположение														
$\varepsilon' = 0{,}832$			$\varepsilon' = 0{,}766$			$\varepsilon' = 0{,}675$			$\varepsilon' = 0{,}602$			$\varepsilon' = 0{,}500$		
120000	0,00784	0,225	80000	0,00804	0,223	60000	0,00820	0,213	40000	0,00865	0,185	30000	0,00860	0,153
100000	0,00815	0,227	60000	0,00872	0,230	40000	0,00940	0,226	30000	0,00930	0,190	20000	0,00995	0,163
80000	0,00858	0,228	40000	0,00990	0,239	30000	0,0103	0,235	20000	0,0107	0,202	15000	0,0111	0,171
60000	0,00922	0,230	30000	0,0110	0,243	20000	0,0119	0,248	15000	0,0120	0,213	10000	0,0129	0,183
40000	0,0105	0,232	20000	0,0126	0,252	15000	0,0132	0,257	10000	0,0140	0,228	8000	0,0140	0,190
30000	0,0115	0,234	15000	0,0142	0,257	10000	0,0154	0,267	8000	0,0155	0,234	6000	0,0156	0,200
20000	0,0133	0,236	10000	0,0166	0,264	8000	0,0167	0,273	6000	0,0174	0,241	4000	0,0183	0,212
15000	0,0147	0,240	8000	0,0182	0,268	6000	0,0188	0,280	4000	0,0206	0,251	3000	0,0204	0,222
10000	0,0170	0,247	6000	0,0203	0,273	4000	0,0221	0,290	3000	0,0233	0,259	2000	0,0239	0,233
8000	0,0185	0,250	4000	0,0236	0,278	3000	0,0247	0,298	2000	0,0276	0,276	1500	0,0270	0,242
6000	0,0206	0,256	3000	0,0264	0,283	2000	0,0294	0,310	1500	0,0311	0,274	1000	0,0324	0,252
4000	0,0242	0,267	2000	0,0304	0,295	1500	0,0332	0,321	1000	0,0370	0,291	–	–	–
3000	0,0268		1500	0,0337	0,308	1000	0,0397	0,347	–	–	–	–	–	–
2000	0,0306	–	1000	0,0388	0,330	800	0,0436	0,361	–	–	–	–	–	–
1500	0,0337	–	–	–	–	600	0,0492	0,386	–	–	–	–	–	–
Шахматное расположение														
$\varepsilon' = 0{,}832$			$\varepsilon' = 0{,}766$			$\varepsilon' = 0{,}675$			$\varepsilon' = 0{,}602$			$\varepsilon' = 0{,}500$		
120 000	0,00840	0,356	80000	0,00798	0,253	60000	0,00704	0,173	40000	0,00745	0,142	30000	0,00806	0,132
100 000	0,00880	0,370	60000	0,00888	0,267	40000	0,00832	0,189	30000	0,00825	0,150	20000	0,00932	0,142
80000	0,00942	0,383	40000	0,0101	0,292	30000	0,00935	0,200	20000	0,00973	0,164	15000	0,0104	0,151
60000	0,0103	0,401	30000	0,0111	0,308	20000	0,0110	0,217	15000	0,0110	0,175	10000	0,0121	0,165
40000	0,0119	0,429	20000	0,0130	0,330	15000	0,0124	0,230	10000	0,0130	0,019	8000	0,0132	0,174
30000	0,0133	0,443	15000	0,0145	0,342	10000	0,0148	0,249	8000	0,0142	0,198	6000	0,0147	0,185
20000	0,0155	0,463	10000	0,0173	0,361	8000	0,0162	0,258	6000	0,0160	0,209	4000	0,0172	0,200
15000	0,0175	0,478	8000	0,0190	0,371	6000	0,0185	0,271	4000	0,0189	0,223	3000	0,0192	0,210
10000	0,0208	0,498	6000	0,0215	0,383	4000	0,0222	0,290	3000	0,0212	0,235	2000	0,0225	0,222
8000	0,0227	0,510	4000	0,0256	0,401	3000	0,0255	0,307	2000	0,0250	0,251	1500	0,0254	0,231
6000	0,0253	0,530	3000	0,0293	0,419	2000	0,0310	0,331	1500	0,0286	0,263	1000	0,0305	0,243
4000	0,0292	0,561	2000	0,0351	0,452	1500	0,0356	0,351	1000	0,0351	0,280	–	–	–
3000	0,0328	–	1500	0,0401	0,480	1000	0,0431	0,383	–	–	–	–	–	–
2000	0,0390	–	1000	0,0488	0,527	800	0,0480	0,401	–	–	–	–	–	–
1500	0,0451	–	–	–	–	600	0,0550	0,430	–	–	–	–	–	–
Произвольное расположение														
$\varepsilon' = 0{,}832$			$\varepsilon' = 0{,}817$			$\varepsilon' = 0{,}766$			$\varepsilon' = 0{,}725$			$\varepsilon' = 0{,}675$		
100000	0,0086	0,280	80000	0,0089	0,277	80000	0,0081	0,232	80000	0,0074	0,215	80000	0,0070	–
80000	0,0093	0,290	60000	0,0098	0,290	60000	0,0090	0,243	60000	0,0083	0,230	60000	0,0079	0,190
60000	0,0103	0,301	40000	0,0114	0,308	40000	0,0105	0,267	40000	0,0099	0,248	40000	0,0093	0,207
40000	0,0117	0,315	30000	0,0126	0,313	30000	0,0118	0,280	30000	0,0110	0,260	30000	0,0103	0,218
30000	0,0130	0,323	20000	0,0145	0,330	20000	0,0137	0,297	20000	0,0120	0,274	20000	0,0120	0,230
20000	0,0150	0,334	10000	0,0190	0,346	10000	0,0178	0,318	10000	0,0165	0,296	10000	0,0155	0,254
10000	0,0196	0,350	8000	0,0208	0,350	8000	0,0194	0,320	8000	0,0180	0,300	8000	0,0170	0,262
8000	0,0215	0,354	6000	0,0232	0,356	6000	0,0215	0,329	6000	0,0200	0,307	6000	0,0187	0,270
6000	0,0241	0,360	4000	0,0251	0,362	4000	0,0251	0,339	4000	0,0231	0,317	4000	0,0220	0,283
4000	0,0283	0,370	3000	0,0308	0,371	3000	0,0281	0,343	3000	0,0258	0,322	3000	0,0247	0,290
3000	0,0319	0,379	2000	0,0364	0,381	2000	0,0330	0,355	2000	0,0300	0,349	2000	0,0289	0,299
2000	0,0379	–	1000	0,0500	–	1000	0,0443	0,375	1000	0,0400	–	1000	0,0382	0,330
1000	0,0520	–	800	0,0560	–	800	0,0490	0,381	800	0,0442	–	800	0,0420	0,350
800	0,0580	–	600	0,0640	–	600	0,0560	–	600	0,0509	–	600	0,0479	0,384
600	0,0670	–	–	–	–	–	–	–	400	0,0620	–	400	0,0580	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	300	0,0720	–	300	0,0670	–

Справочник ПО Теплообменникам

Продолжение табл. 1.87

Произвольное расположение						Произвольное расположение					
ε′ = 0,602			ε′ = 0,500			ε′ = 0,602			ε′ = 0,500		
60000	–	0,154	30000	0,00838	0,157	3000	0,0219	0,257	2000	0,0239	0,238
40000	0,0086	0,169	20000	0,00980	0,170	2000	0,0255	0,263	1500	0,0270	0,244
30000	0,0094	0,180	15000	0,0110	0,179	1000	0,0340	0,286	1000	0,0324	0,252
20000	0,0108	0,195	10000	0,0129	0,194	800	0,0375	0,303	–	–	–
10000	0,0138	0,218	8000	0,0140	0,200	600	0,0422	0,331	–	–	–
8000	0,0150	0,227	6000	0,0156	0,210	400	0,0510	–	–	–	–
6000	0,0167	0,237	4000	0,0183	0,222	300	0,0590	–	–	–	–
4000	0,0195	0,250	3000	0,0204	0,229	200	0,0730	–	–	–	–

Таблица 1.88

Данные о теплоотдаче и гидравлическом сопротивлении. Сферические насадочные поверхности*

Беспорядочное расположение шариков, ε′ = 0,37 – 0,39		
Re	$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$	f
50000	0,0089	0,30
20000	0,0118	0,34
10000	0,0144	0,37
5000	0,0178	0,41
2000	0,023	0,47
1000	0,029	0,52
500	0,0355	0,59
200	0,046	0,80
100	0,056	1,10
50	0,069	1,65
20	0,091	3,0
10	0,112	5,2

* Графическое изображение этих данных см. на рис. 1.315

Абсциссой на каждом из графиков является число Рейнольдса, определяемое по формуле (1.341).

Во всех случаях, исключая насадочные поверхности, комплекс ρw определен в минимальном свободном сечении f_c, а гидравлический диаметр $D_г$ определен по уравнению (1.346). По оси ординат откладываются два параметра: 1) коэффициент сопротивления f, который определяется уравнением (1.347); 2) безразмерный параметр, характеризующий теплоотдачу и представляющий собой произведение $St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$.

На графиках все экспериментальные точки помечены значками. Точки, отмеченные кружками, были получены при исследовании процесса теплопередачи (испытания при горячей теплообменной поверхности). Экспериментальные точки, помеченные крестиками, получены в опытах при исследовании коэффициента сопротивления, когда теплообменная поверхность не нагревалась (испытания при холодной поверхности). Наблюдаемые в некоторых случаях расхождения между значениями коэффициента сопротивления, определенными для горячей и холодной теплообменной поверхности (см., например, рис.1.221), объясняются влиянием изменения свойств газа (жидкости) с изменением температуры.

Сплошные линии, проведенные через полученные экспериментальные точки, являются наилучшей интерпретацией результатов испытаний.

В тех случаях, когда данные о гидравлическом сопротивлении получались как при нагретой, так и при холодной теплообменной поверхности, кривая строилась по точкам, соответствующим холодной поверхности, чтобы не вносить неопределенностей, связанных с влиянием изменения свойств, зависящих от температуры.

В пояснениях к рис. 1.224 – 1.230, 1.232 – 1.234 указан режим испытания. Опытные данные для решетчатых насадок приведены на рис. 1.310 – 1.312 и в табл. 1.87. Характеристики плетеных сетчатых насадок представлены на рис. 1.313, 1.314. Обобщенные данные для насадочных поверхностей, образованных беспорядочно расположенными шариками, приведены на рис. 1.315 и в табл. 1.88.

На рис. 1.231, 1.235, 1.236 и 1.299 – 1.304 не нанесены экспериментальные точки. Кривые на этих рисунках являются графическим выражением уравнений, которые заимствованы из литературных источников, приведенных в [320]. Они включены для расширения информации о компактных поверхностях и представляют наиболее надежные из известных данных.

Таблицы 1.79 – 1.88 содержат численные результаты исследований гидравлического сопротивления и теплоотдачи для всех представленных поверхностей. Табличные данные сняты непосредственно с графиков. С их помощью можно построить кривые, идентичные приведенным на графиках. Отметим некоторые особенности отдельных зависимостей.

На рис. 1.232 кривая, характеризующая изменение коэффициента сопротивления, при высоких значениях числа Рейнольдса нанесена пунктиром. Это связано с тем, что при коридорном расположении трубок довольно часто при высоких значениях Re возникает свистящий звук, и, если он достаточно сильный, это может соответствовать увеличению коэффициента гидравлического сопротивления. Для поверхности, показанной на рис. 1.232, отмеченное явление наступает при значениях числа Re, превышающих 9000. Пунктирная часть кривой построена в предположении, что свистящего звука не возникает. Возникновение этого звукового эффекта связано не только с режимом течения, но и с другими привходящими факторами. Поэтому значения коэффициента сопротивления, соответствующие таким усло-

Справочник по гидравлике

виям работы, нехарактерны, и рассматривать их нецелесообразно.

На рис. 1.233 и 1.234 кривые, характеризующие теплоотдачу, не продолжены в область низких значений числа Рейнольдса. Эти поверхности исследовались в нестационарном режиме. Результаты оказались удовлетворительными при турбулентном движении. Однако их точность снижается при ламинарном течении. Поэтому кривая, наиболее точно отображающая результаты экспериментов, показана только для диапазона, соответствующего полностью установившемуся турбулентному течению.

При исследовании гидравлического сопротивления и теплоотдачи поверхности, представленной на рис. 1.237, возникли затруднения, связанные с появлением резкого свистящего звука в области значений числа Re, превышающих 5000, что сказалось на полученных результатах.

На рис. 1.242 приведены результаты, полученные при исследовании трубок квадратного сечения в условиях нагревания воздуха горячей водой. При этом осуществлялось непосредственное измерение температуры стенки. Результаты исследования теплоотдачи представлены двумя кривыми: одна из них соответствует постоянной по длине температуре стенки, а другая – приблизительно постоянной по длине разности температур стенки и воздуха. Во всех остальных случаях температура стенки по длине была приблизительно постоянной.

Для некоторых пластинчато-стерженьковых поверхностей, показанных на рис. 1.290 – 1.292, характерно возникновение свистящего звука в области высоких значений числа Re . Особенно резко это проявилось у поверхности СтР-5 (рис. 1.292) при значениях числа Re, превышающих 4000. У поверхности Стр-6 (рис. 1.293) свистящие звуки появляются также при низких числах Re .

Результаты, представленные на рис. 1.295, 1.296 и 1.298, получены для пучков из биметаллических труб с круглыми ребрами. Существует значительное термическое сопротивление между внутренней медной трубкой и внешней алюминиевой ребристой оболочкой. Поэтому на рис. 1.297 представлены данные для пучка из медных трубок с непрерывными спиральными ребрами, благодаря чему исключено термическое сопротивление в местах контакта. Путем сопоставления результатов, приведенных на рис. 1.296 и 1.297, была оценена величина термического контактного сопротивления, которая использовалась для корректирования данных на рис. 1.295 и 1.296. Вследствие приближенного характера произведенной оценки точность приведенных результатов снижается. По этой причине кривые $St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$ на рис. 1.295 и 1.296 показаны пунктиром. Отклонения опытных данных от этих кривых превышают 5%. Влияние сопротивления контакта для поверхности ККР-4 (рис. 1.298) столь велико, что не предпринималось попытки ввести поправку. Поэтому для указанной поверхности приводятся только данные о коэффициенте гидравлического сопротивления.

1.9.5. Данные о гидравлическом сопротивлении пластинчато-ребристых поверхностей при течении воды

К настоящему времени число работ, посвященных экспериментальному исследованию гидравлического сопротивления компактных пластинчатых поверхностей, сравнительно невелико [437, 320, 402, 468, 495, 303, 322, 195, 27, 107, 528, 546, 520].

Наиболее полно их характеристики представлены в работе [320], где помимо прочих рассмотрены также поверхности типа ПлР – с короткими пластинчатыми ребрами и ГлР – со сплошными гладкими ребрами. В ней содержатся данные, соответствующие условиям течения воздуха, физические свойства которого существенно отличаются от свойств жидких теплоносителей, например воды. Поэтому результаты работ [437, 320, 495, 303, 322, 195, 27, 107, 528, 546, 520] трудно использовать, оценивая эффективность поверхностей названного типа при течении капельных жидкостей, число Pr которых далеко выходит за пределы, характерные для газов. Так, для воды Pr ~ 7,0. Содержание имеющихся литературных источников показывает, что опытные данные о гидравлическом сопротивлении и теплоотдаче развитых поверхностей типа ПлР при ламинарном режиме течения жидких теплоносителей практически отсутствуют.

Для получения этих данных были проведены экспериментальные исследования, результаты которых частично представлены в работах [402, 468]. Все исследования гидравлического сопротивления и теплоотдачи пластинчато-ребристых поверхностей четырех типов осуществлялись при нагревании потока воды, подаваемого в канал с поверхностью из специальных емкостей гидравлической лаборатории. Основным элементом опытной установки был канал прямоугольного сечения с развитой поверхностью теплоотдачи, через который прокачивалась вода. Расход воды определялся объемным способом. Разность давлений на входе в участок канала с развитой поверхностью и на выходе из него измерялась с помощью наклонных пьезометров. Для организации внешнего теплоподвода к поверхности использовалось электронагревательное устройство с блоком регулирования тепловой нагрузки. Температуры стенок канала и потока воды в нем регистрировались 60 хромель-копелевыми термопарами и самопишущими потенциометрами.

Представлены результаты исследования характеристик гидравлического сопротивления и теплоотдачи пяти объектов: прямоугольного канала без развитой поверхности – К-0, который в силу малого отношения расстояния между стенками h к ширине $b_к$ можно рассматривать как плоский (рис. 1.316); канала с развитой поверхностью, образованной сплошными гладкими ребрами, – ГлР (рис. 1.317); трех каналов с прерывистыми поверхностями в виде коротких пластинчатых ребер-ПлР (рис. 1.318), у двух из которых ПлР-500 и ПлР-1000 ребра плоские, а у третьей ПлР-1000пр – профилированные (рис. 1.319). Геометрические характеристики развитых поверхностей приведены в табл. 1.89 и 1.90, где использованы следующие обозначения: $h_р$ – высота ребра (расстояние между стенками канала); $\delta_р$ – толщина ребра; $l_р$ – длина ребра (размер в направлении движения жидкости). Ребра поверхностей ПлР-500 и ПлР-1000 имеют прямоугольную форму. Боковая поверхность профилированного ребра, выполненная путем прецизионного фрезерования, симметрична и образована дугами окружности, а его передняя и задняя кромки заострены для обеспечения безотрывного обтекания и снижения вихревого сопротивления. Ребра расположены под нулевым углом атаки к направлению движения жидкости.

Справочник по гидравлике

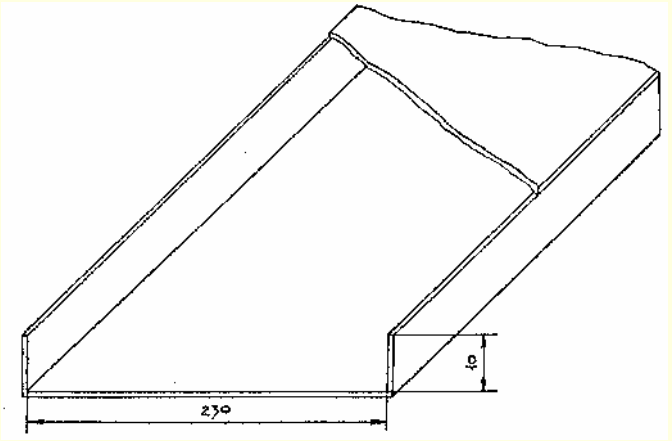


Рис. 1.316. Схема прямоугольного канала без развитой поверхности теплообмена (размеры приведены в мм)

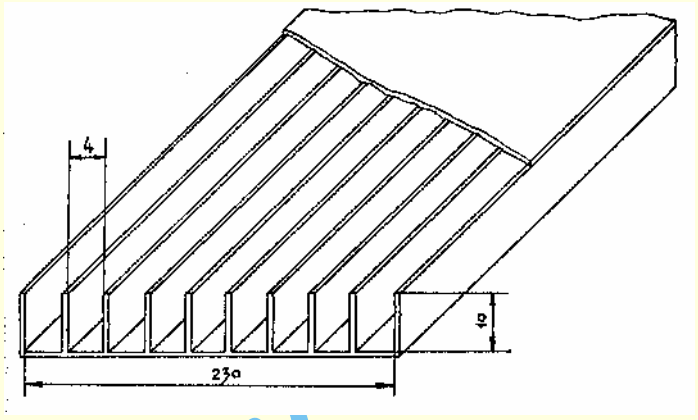


Рис. 1.317. Схема канала с развитой поверхностью теплообмена в виде сплошных гладких ребер – ГлР (размеры приведены в мм)

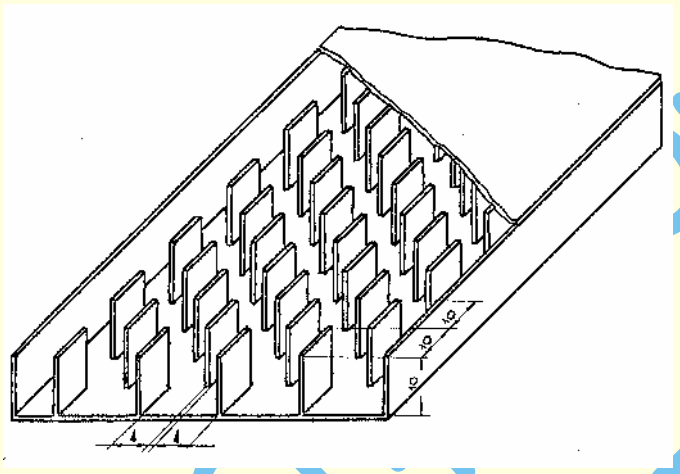
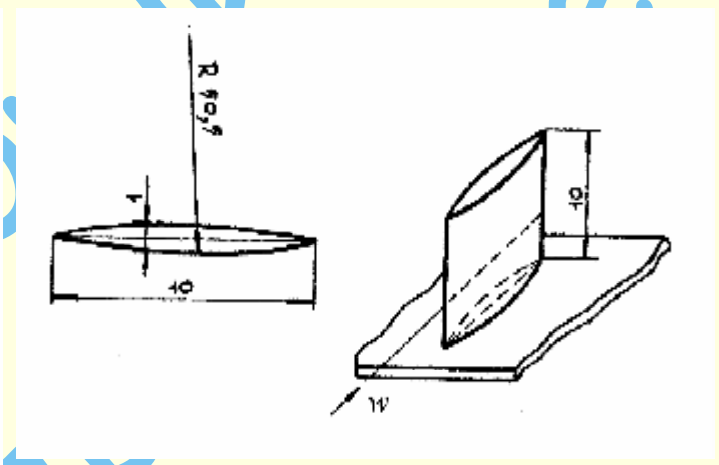


Рис. 1.318. Схема канала с развитой прерывистой поверхностью теплообмена, образованной короткими пластинчатыми ребрами - ПлР (размеры приведены в мм)



а) *б*)

Рис. 1.319. Схема профилированного ребра (размеры приведены в мм)

Таблица 1.89

Геометрические характеристики пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена

Тип развитой поверхности	ПлР-500	ПлР-1000	ПлР-1000пр	ГлР
$\theta_р$ –	513	1025	1025	41
$h_р$, м	0,01	0,01	0,01	0,01
$l_р$, м	0,01	0,01	0,01	0,5
$\delta_р$, м	0,001	0,001	0,001	0,001
$\theta_к$ –	41	41	41	41
θ_ζ –	50	50	50	1
$\Delta l_{рх}$, м	0,03	0,01	0,01	-

Продолжение табл. 1.89

Тип развитой поверхности	ПлР-500	ПлР-1000	ПлР-1000пр	ГлР
b, м	0,019	0,009	0,009	0,004
$f_c \cdot 10^2$, м^2	0,220	0,209	0,209	0,189

Обозначения: $\theta_р$ – число ребер; $\theta_к$, θ_ζ – числа продольных и поперечных рядов ребер; $\Delta l_{рх}$, b – расстояния между ребрами в продольном и поперечном рядах; f_c – площадь поперечного сечения канала, свободная для прохода жидкости.

Таблица 1.90

Геометрические характеристики пластинчато-ребристых поверхностей теплообмена

Тип развитой поверхности	ПлР-500	ПлР-1000	ПлР-1000пр	ГлР
S_0, м^2	0,3426	0,4450	0,4313	0,6098
$D_г$, м	0,01284	0,00939	0,00969	0,00620
$\beta_{s\,v}$, м^2/м^3	297,9	387,0	375,0	530,3
γ_s –	0,4702	0,9396	0,8577	1,7120
χ –	0,3295	0,5067	0,4771	0,6736
$S^1_{с.кн}$, м^2	0,0002	0,0001	0,0001	-
$\theta^1_р$ –	45,4	97,6	97,6	200

Обозначения: S_0 – площадь полной поверхности теплообмена; $D_г = 4 \cdot l \cdot \frac{f_c}{S_0}$; $\beta_{s\,v}$ – отношение S_0 к объему теплообменника; γ_s – отношение площади поверхности ребер $S_р$ к площади внутренней поверхности стенок канала $S_{с.\,кн}$; χ – отношение $S_р$ к S_0; $S^1_{с.кн}$ – площадь поверхности стенки канала, на которую приходится одно ребро; $\theta^1_р$ – число ребер, приходящихся на 1 м ширины пакета.

Каналы с развитыми поверхностями изготовлены из латуни Л-62, канал К-0 – из латуни Л-59 толщиной 0,001 м. Участок канала с развитой поверхностью длиной 0,5 м при всех значениях скорости жидкости располагался в зоне стабилизированного течения.

Режим движения жидкости во всех опытах был ламинарным. Данные для такого режима движения особенно важны при проектировании систем летательных аппаратов, когда имеют место жесткие ограничения на массовые характеристики и затраты энергии на прокачку теплоносителя.

Результаты измерений, обработанные по известным методикам, позволили определить значения коэффициента гидравлического сопротивления ζ, который входит в формулу (1.349), и числа Стантона St (формула (1.343)). Число Рейнольдса рассчитывалось по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{wD_г}{\nu}, \qquad (1.350)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости воды.

Рассчитанные параметры подобия определяют безразмерные характеристики гидравлического сопротивления и теплоотдачи исследованных поверхностей.

При проведении экспериментов были приняты меры к поддержанию и контролю стационарного режима работы установки. Проводились многократные контрольные испытания, подтвердившие точность измерительного оборудования.

Точность окончательных результатов меняется в зависимости от типа испытываемой поверхности и диапазона скоростей движения воды. Относительные погрешности определения значений перечисленных выше параметров подобия не превышают следующих величин:

$$\varepsilon_\zeta \sim 8\%;$$

$$\varepsilon_{\mathrm{Re}} \sim 5\%;$$

$$\varepsilon_{\mathrm{St}} \sim 8{,}7\%;$$

$$\varepsilon_{\mathrm{Pr}} \sim 8{,}5\%.$$

Обобщенные опытные данные для четырех пластинчато-ребристых поверхностей и плоского канала приведены на рис. 1.320, 1.321. По горизонтальной оси на каждом из графиков указаны значения числа Рейнольдса, которое определяется по формуле (1.350). Во всех случаях скорость w определена в минимальном свободном сечении f_c, а гидравлический диаметр $D_г$ рассчитан по уравнению (1.346). По осям ординат отмечены значения двух параметров: 1) коэффициента гидравлического сопротивления ζ (рис. 1.320); 2) безразмерного параметра, характеризующего теплоотдачу $\mathrm{St} \cdot \mathrm{Pr}^{\frac{2}{3}}$ (рис. 1.321).

Справочник по гидравлике

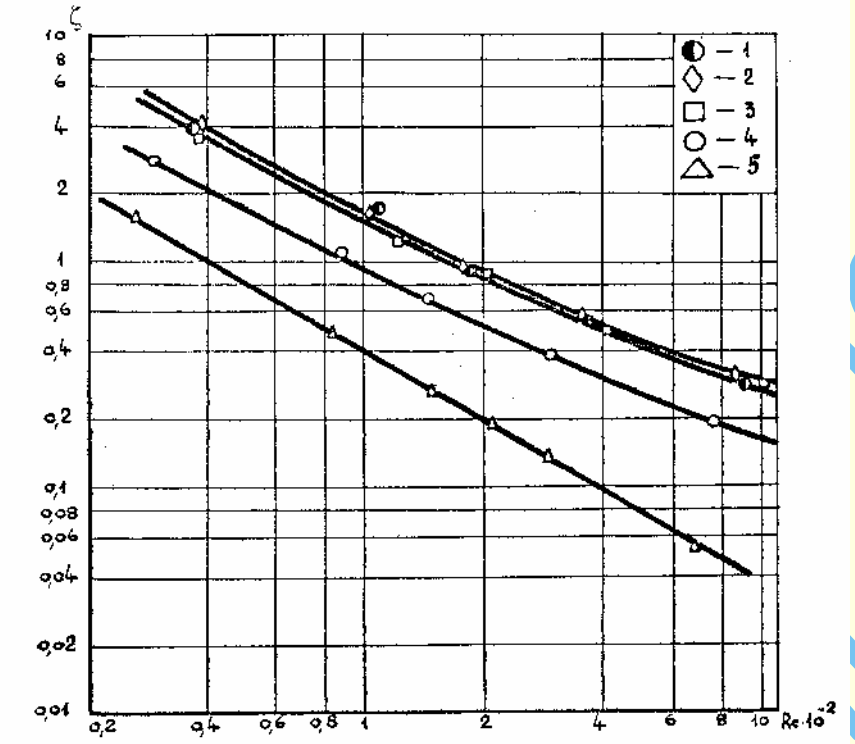


Рис. 1.320. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса при ламинарном течении воды в каналах: тип развитой поверхности: *1* – ПлР-1000пр; *2* – ПлР-1000; *3* – ПлР-500; *4* – ГлР; *5* – канал К-0

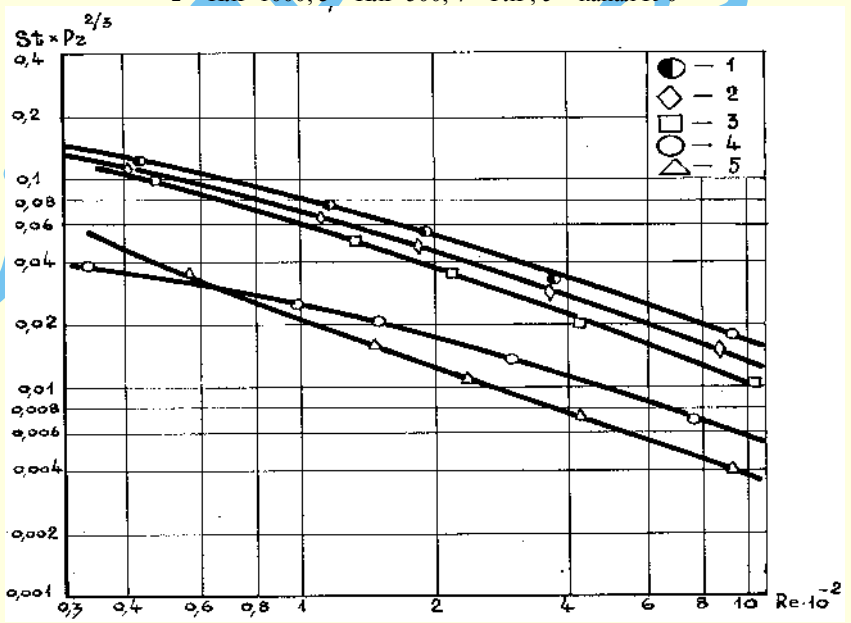


Рис. 1.321. Зависимость безразмерного комплекса $St \cdot Pr^{\frac{2}{3}}$ – фактора Колборна от числа Рейнольдса при $q_{па}$ = 8850 Вт/м^2: тип развитой поверхности: *1* – ПлР-1000пр; *2* – ПлР-1000; *3* – ПлР-500; *4* – ГлР; *5* – канал К-0

На графиках все экспериментальные точки помечены значками. Сплошные линии, проведенные через полученные экспериментальные точки, являются наилучшей интерпретацией результатов испытаний. При их построении использовался метод наименьших квадратов [536]. В пояснении к рис. 1.321 символом $q_{па}$ обозначена плотность теплового потока, подведенного к поверхности.

Так как основные характеристики гидравлического сопротивления и теплоотдачи поверхностей представлены на графиках в виде зависимостей между безразмерными параметрами, они могут быть использованы для поверхностей с другими размерами, которые геометрически подобны исследованным.

Особенности гидродинамики пластинчато-ребристых поверхностей в потоке жидкости аналогичны изложенным выше применительно к условиям течения воздуха.

Немногочисленные данные по гидравлическому сопротивлению развитых поверхностей приведены также в работах [437, 495, 303, 322, 195, 27, 107, 528, 546, 520].

Литература к первому разделу

1. Абелев С.А. Гидравлика затворов и клапанов // Гидравл. исследования. М., 1962. С. 30 – 40.
2. Абрамович Г.Н. Аэродинамика местных сопротивлений // Промышленная аэродинамика. М., 1935. Вып. 211. С. 65 – 150.
3. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М., 1969. 824 с.
4. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М., 1960. 715 с.
5. Аверьянов А.Г. и др. Вентиляция цехов судостроительных заводов. М., 1969. 268 с.
6. Авланов В.А., Норкин П.К., Акимова С.Э. О снижении гидравлических потерь в трубопроводах // Изв. АН Уз. ССР. Сер. техн. наук. 1968. № 2. С. 53 – 54.
7. Агурейкин С.С., Сподыряк Н.Т., Устименко Б.П. Экспериментальное исследование гидродинамики турбулентного потока в криволинейных каналах // Пробл. теплоэнерг. и прикл. теплофиз. Алма-Ата, 1969. Вып. 5. С. 35 – 45.
8. Адамов Г.А. Общая формула сопротивления при относительном движении частиц и среды // Известия АН СССР. Металлургия и топливо. 1961. № 6. С. 168 – 178.
9. Адамов Г.А. Общее уравнение для закона сопротивления при турбулентном течении и новые формулы для коэффициента сопротивления шероховатых труб // Вестник инженеров и техников. 1952. № 1. С. 15 – 21.
10. Адамов Г.А. Приближенный расчет гидравлического сопротивления и движения газов и жидкостей в трубопроводах // Вопросы разработки и эксплуатации газовых месторождений. М., 1953. С. 231 – 264.
11. Адамов Г.А., Идельчик И.Е. Экспериментальное исследование сопротивления фанерных труб круглого и квадратного сечений при вполне развившемся турбулентном течении. М., 1948. 27 с.
12. Адамов Г.А., Идельчик И.Е. Экспериментальное исследование турбулентного течения в начальных участках прямых труб круглого и квадратного сечений. М., 1948. 14 с.
13. Айнола Л.Я., Лийв У.Р. Коэффициент трения при ускоренных течениях в трубах // Неустановившиеся процессы в системах водоснабжения и водоотведения / Тр. Томского политехн. ин-та. 1984. № 569. С. 21 – 31.
14. Александров А.Е., Костиков Д.Е., Лозовецкий В.В. Обобщение зависимости для расчета гидравлических характеристик решетчатых насадочных пучков // Соврем. проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники / ВЗМИ. М., 1982. С. 61 – 66.
15. Альтшуль А.Д. Гидравлические потери на трение в трубопроводах. М., 1963. 256 с.
16. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М., 1970. 216 с.
17. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М., 1982. 224 с.
18. Альтшуль А.Д. Местные гидравлические сопротивления при движении вязких жидкостей. М., 1962. 250 с.
19. Альтшуль А.Д., Арзуманов Э.С. Везиян Р.Е. Экспериментальное исследование зависимости коэффициента сопротивления при внезапном расширении потока от числа Рейнольдса // Нефтяное хозяйство. 1967. № 4. С. 64 – 70.
20. Альтшуль А.Д., Арзуманов Э.С. Потери давления в регулирующих клапанах при течении вязких жидкостей // Нефтяное хозяйство. 1967. № 7. С. 51 – 56.
21. Альтшуль А.Д., Калицун В.И. О потерях напора в конфузорно-диффузорных узлах с задвижкой // Газовая промышленность. 1960. № 2. С. 35 – 39.
22. Альтшуль А.Д., Калицун В.М. О коэффициенте сопротивления конфузоров // Изв. вузов. Энергетика. 1960. № 7. С. 130 – 136.
23. Альтшуль А.Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика. М., 1975. 327 с.
24. Альтшуль А.Д., Краснов Н.С. К расчету влияния загрязнений на гидравлическое сопротивление сеток с квадратными ячейками // Движение однородных и неоднородных жидкостей / Труды МИСИ им. В. В. Куйбышева. М., 1968. Вып. 2. № 55. С. 70 – 75.
25. Альтшуль А.Д., Полякова Э.Н. К вопросу о потерях напора на трение в бетонных напорных водоводах // Вопросы гидравлики и водоснабжения / Тр. МИСИ. 1980. Сб. № 174. С. 25 – 30.
26. Альтшуль Ю.А. Снижение гидравлических сопротивлений трубопроводов, транспортирующих воду // Водоснабжение и санит. техника. 1973. № 5. С. 5 – 8.
27. Андреев П.А., Гремилов Д.И., Федорович Е.Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок: 2-е изд., перераб. и доп. /Под ред. Н.М. Синева. Л.: Судостроение, 1969. 352 с.
28. Антуфьев В.М., Белецкий Г.С. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке. М., 1948. 310 с.
29. Антуфьев В.М., Казаченко Л.С. Теплопередача и сопротивление конвективных поверхностей нагрева. М., 1938. 290 с.
30. Арзуманов Э.С. Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем. М., 1971. 112 с.
31. Арзуманов Э.С., Везирян Р.Е. Потери давления в заслоночных регулирующих органах при течении вязких жидкостей в трубопроводах // Нефтяное хозяйство. 1971. № 9, С. 66 – 68.
32. Аронов И.З. О гидравлическом подобии при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках // Изв. вузов. Энергетика. 1962. № 4. С. 52 – 59.
33. Аронов И.З. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в изогнутых трубах: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1950. 130 с.
34. Аронов И.З., Гомон В.И., Дрейцер Г.А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при течении воды в трубах с кольцевыми турбулизаторами // Гидравлика. Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники.: Межвуз. сб. н.-т. исслед. ВЗМИ. М., 1978. Вып. 7. С. 101 – 109.
35. Аронович В.В., Слободкнн М.С. Арматура регулирующая и запорная. М., 1953. 284 с.
36. Артюшкина Г.К. О гидравлическом сопротивлении при ламинарном движении жидкости в конических диффузорах // Труды ЛПИ. 1973. № 333. С. 104 – 106.

Справочник по гидравлике

37. Асланьян О.И. Гольденберг И.З., Зюбан В.А. и др. Исследование полей осевых скоростей в приточных тройниках // Изв. вузов. Энергетика. 1987. № 11. С. 110 – 116.
38. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. М., 1968. 510 с.
39. Аэров М.Э., Тодес О.М., Наринский Д.А. Аппараты со стационарным зернистым слоем. М., 1979. 175 с.
40. Аэродинамические характеристики плоских безотрывных диффузоров / А.С. Гиневский, А.В. Колесников, И.Н. Подольный, А.Н. Смольяникова / Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 5 – 25.
41. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / Под ред. С. И. Мочана. М., 1977. 255 с.
42. Аэродинамическое сопротивление горных выработок /Ф.А. Абрамов, В.А. Долинский, И.Е. Идельчик, И.О. Керстен, В.Я. Цодиков. М., 1964. 186 с.
43. Аэродинамическое сопротивление поперечно-омываемых пучков труб новых профилей / В.А. Ушаков, В.Н. Фомина, Е.Я. Титова, В. А. Самарин // Теплоэнергетика. 1980. № 4. С. 53 – 56.
44. Аэродинамическое сопротивление поперечно-омываемых пучков труб с неравномерными шагами / В.А. Локшин, В.Н. Фомина, Е.А. Ушаков, Б.А. Агресс // Теплоэнергетика. 1976. № 12. С. 30 – 33.
45. Аэродинамическое сопротивление шахтных стволов и способы его снижения / А.А. Скочинский, А.И. Ксенофонтова, А.А. Харев, И.Е. Идельчик. М., 1953. 363 с.
46. Бабуха Г.Л., Сергеев Г.З., Шрайбер О.Л. Об определении гидравлического сопротивления двухфазных потоков с дисперсными твердыми веществами // Докл. АН УССР. 1969. № 7. С. 25 – 31.
47. Базилевич В.А. Снижение сопротивления течению жидкости полимерными добавками // Гидромеханика. Киев, 1972. Вып. 21. С. 37 – 41.
48. Базилевич В.А., Шадрин А.Н. Снижение гидравлических сопротивлений в трубопроводах с помощью полимерных добавок // Гидромеханика. 1971. Вып. 17. С. 105 – 113.
49. Байбаков Б.С., Орешкин О.Ф., Прудовский А.М. Сопротивление трения при ускоренном течении в трубе // Изв. АН СССР. МЖГ. 1981. № 5. С. 137 – 139.
50. Баланин В.В. Гидравлические характеристики дисковых затворов с обтекателями // Труды Ленинградского ин-та водного тр-та. 1967. Вып. 112. С. 4 – 17.
51. Баланин В.В., Василевский В.П. Определение коэффициента сопротивления потока методом теории турбулентных струй // Тр. Ленинградского ин-та водного транспорта. Л., 1977. Вып. 158. С. 10 – 16; 1978. Вып. 162. С. 5 – 10.
52. Барахтенко Г.М., Идельчик И.Е. Влияние формы закручивающего устройства на гидравлическое сопротивление прямоточного циклона // Промышленная и санитарная очистка газов. М., 1974. № 6. С. 4 – 7.
53. Баренблатт Г.И., Городцов В.А., Калашников В.Н. Турбулентность аномальных жидкостей // Тепло- и массоперенос. Минск, 1968. Т. 3. С. 3 – 23.
54. Баренблатт Г.И., Калашников В.Н. О влиянии надмолекулярных образований в разбавленных растворах полимеров на турбулентность // Изв. АН СССР. МЖГ. 1968. № 3. С. 68 – 73.
55. Басманов П.И., Поплавская В.А. Аналитические аэрозольные фильтры АФА: Каталог. М., 1968. 25 с.
56. Басовская А.А., Рейсиг В.А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в микросопловых решетках // Инж-физ. ж-л. 1980. Т. 39. № 5. С. 798 – 801.
57. Басовская А.А., Рейсиг В.А. Экспериментальное исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при протекании воздуха через проволочную решетку // Инж-физ. ж-л. 1977. Т. 33. № 4. С. 734 – 739.
58. Батарейные циклоны. М., 1956. 104 с.
59. Батурин В.В., Шепелев И.А. Аэродинамические характеристики приточных насадков // Современные вопросы вентиляции. М., 1941. С. 23 – 35.
60. Баулин К.К. Испытание лабиринтных уплотнений // Труды ВИГМ. 1940. Вып. 10. С. 50 – 65.
61. Баулин К.К., Идельчик И.Е. Экспериментальное исследование течения воздуха в коленах // Технические заметки ЦАГИ. 1934. № 23. 24 с.
62. Бедржицкий Е.Л. Исследование дозвуковых диффузоров // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1(33). С. 123 – 158.
63. Бездеткина Э.В. Особенность работы нормализованных тройников в производственных условиях // Науч. труды по санитарной технике. Волгоград, 1971. Вып. III. С. 83 – 88.
64. Белов С. В. Пористые материалы в машиностроении. М., 1981. 184 с.
65. Беркутов И.С., Рахматулин Ш.И. Опыт снижения гидравлических сопротивлений изогнутых каналов // Нефтяное хоз-во. 1964. № 1. С. 46 – 47.
66. Бернштейн Р.С., Померанцев В.В., Шагалова С.Л. Обобщенный метод расчета аэродинамического сопротивления загруженных сечений // Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах. М., 1958. С. 267 – 289.
67. Богданов Ф.Ф. Исследование гидравлических сопротивлений в пучках гладких труб при продольном обтекании // Атомная энергия. 1967. Т. 23. № 1. С. 15 – 21.
68. Богданов Ю.В., Тананаев А.В. О гидравлических сопротивлениях переходов с круга на прямоугольные щели // Труды ЛПИ. 1968. № 289. С. 104 – 109.
69. Богомолов Н.А. Уточненный метод аэродинамического расчета новых гибких вентиляционных воздуховодов // Изв. вузов. Горный журнал. 1963. № 4. С. 22 – 25.
70. Бойс Б. Гидродинамические явления в пыльном потоке // Теоретические основы инж. расчетов. 1970. № 3. С. 91 – 99 (пер. с англ. Trans. ASME. 1969. №3).
71. Брановер Г.Г., Гельфгат Ю.М., Васильев А.С. Турбулентное течение в плоскости, перпендикулярной магнитному полю // Изв. АН Латв. ССР. сер. физ.-тех. наук. 1966. № 4. С. 78 – 84.
72. Брановер Г.Г., Циновер А.Б. Магнитная гидродинамика несжимаемых сред. М., 1970. 379 с.
73. Бродов Ю.М., Плотников П.Н., Рябчиков А.Ю. Определение поверхности профильных витых труб // Изв. вузов. Энергетика. № 12. С. 103 – 104.
74. Бромлей М.Ф. Коэффициенты расхода отверстий, прикрытых створками // Современные вопросы вентиляции. М., 1941. С.40 – 65.
75. Бронштейн И.Н, Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М., 1980. 974 с.
76. Брук А.Д. Дымососы газоочистных сооружений. М., 1984. 145 с.
77. Брусиловский И.В. Определение оптимальных параметров диффузоров осевых вентиляторов и их энергетических характеристик по экспериментальным данным // Пром. аэродинамика. М.: 1987. Вып. 2 (34). С. 118 – 133.
78. Бударин В.А. Исследование силового взаимодействия потока жидкости с плохообтекаемым телом в трубе круглого сечения: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1982. 166 с.
79. Булеев Н.И., Полусухина К.Н., Пышин В.Г. Гидравлическое сопротивление и теплоотдача в турбулентном потоке жидкости // Теплофизика высоких температур. М., 1964. Т. 2. № 5. С. 748 – 753.

Справочник по гидравлике

80. Бурдуков А.П., Валукина Н.В., Нокоряков В.Е. Особенности течения газожидкостной пузырьковой смеси при малых числах Рейнольдса // Ж-л прикладной механики и технич. физики. 1975. № 4. С. 137 – 139.
81. Бурдун Г.Д. Справочник по международной системе единиц. М., 1971. 231 с.
82. Бушель А.Р. Исследование коротких радиальных и комбинированных диффузоров // Промышленная аэродинамика. М., 1966. Вып. 28. С. 121 – 138.
83. Бушель А.Р. Снижение внутренних потерь в шахтной установке с осевым вентилятором // Труды МАП. М., 1948. № 673. 50 с.
84. Быстров П.И., Михайлов В.С. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. М., 1982. 223 с.
85. Бычкова Л.А. Аэродинамические характеристики плоских и радиальных диффузоров с предотрывным турбулентным пограничным слоем // Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 26 – 33.
86. Бычкова Л.А. Входные элементы установок с осевыми вентиляторами // Водоснабжение и санитарная техника. 1977. № 5. С.29 – 31.
87. Бычкова Л.А. Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений сложных элементов систем вентиляций. М., 1981. 32 с.
88. Вакина В.В. Истечение вязких жидкостей при высоких перепадах давления через дроссельные шайбы // Вести машиностроения. 1965. № 8. С. 93 – 101.
89. Вальдберг А.Ю., Дубинская Ф.Е., Исянов Л.М. Очистка промышленных газов в скрубберах Вентури / ЦНИИТЭнефтепром. М., 1972. 45 с.
90. Варфоломеева А.П. Гидравлика трубопроводов систем водяного отопления. Обзорная информация / Ротапринт ЦНТИ по гражданскому стр-ву и архитектуре. М., 1976. 66 с.
91. Васецкая Н.Г., Иосилевич В.А. О построении полуэмпирической теории турбулентности слабых растворов полимеров // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1970. № 2. С. 136 – 146.
92. Василевский В.П. Определение коэффициентов сопротивления при слиянии двух потоков с разными скоростями методом теории турбулентных струй // Технич. прогресс в проектировании и эксплуатации водных путей и гидротехнических сооружений. Л., 1983. Вып. 176. С. 15 – 19.
93. Васильев Ю.Н. К теории ступенчатого диффузора // Лопаточные машины и струйные аппараты. М., 1969. Вып. 4. С. 31 – 35.
94. Васильченко А.Ю., Барбарицкая М.С. Сопротивление при неизотермическом движении жидкости в трубах с продольными ребрами // Теплоэнергетика. 1969. № 7. С. 17 – 22.
95. Вахрушев И.А. Общее уравнение для коэффициента лобового сопротивления частиц различной изометрической формы при относительном движении в безграничной среде // Химическая промышленность. 1965. № 8. С. 54 – 57.
96. Введение в аэрогидродинамику контейнерного трубопроводного транспорта / Под ред. А.С. Гиневского. М., 1986. 232 с.
97. Везирян Р.Е. Исследование взаимного влияния запорных и регулирующих устройств на их гидравлическое сопротивление // Тр. НИИ автоматики. Кировакан. 1974. Вып. 2. С. 25 – 29.
98. Веригин И.С. О влиянии гидродинамического режима входа потока в конический диффузор на эффективность преобразования энергии при работе его в системе сопло – труба – диффузор – труба. / Ярославск. политехн. ин-т. 1981. 21 с. Деп. в ВИНИТИ 17.12.81. № 5738–81.
99. Веригин И.С. Экспериментальное исследование сопротивления отрывного конического диффузора при работе его в системе сопло – диффузор – прямой участок трубы. / Ярославск. политехн. ин-т. 1979. 18 с. Деп. в ВИНИТИ. 15.11.79. № 3879–79.
100. Витков Г.А., Орлов И.И. Гидравлические расчеты систем по их интегральным характеристикам (гетерогенные системы). М., 1980. 30 с. Деп. в ВИНИТИ 28.01.80., № 337–80.
101. Витков Г.А., Орлов И.И. Гидравлические расчеты систем по их интегральным характеристикам (гомогенные системы). М., 1980. 30 с. Деп. в ВИНИТИ 28.01.80., № 338–80.
102. Воздухоприемные и газовыпускные устройства быстроходных газотурбинных судов / А.М. Захаров, П.А. Булыгин, Л.И. Райкин и др. Л., 1977. 207 с.
103. Войтович Л.Н., Емельянова Г.Н. Экспериментальное и теоретическое исследование гидравлического сопротивления конических диффузоров с шероховатой поверхностью // Ученые записки ЦАГИ. 1985. Т. XVI. № 4. С. 105 – 110.
104. Волков В.Г., Хорун С.П., Яковлев А.И. Гидравлическое сопротивление плоских каналов с обратным симметричным поворотом // Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. Харьков, 1972. Вып. 1. С. 98 – 105.
105. Волкова Л.П., Юделович М.Я. Потери на удар в ступенчатых трубах при сверхзвуковых отношениях давления // Изв. АН СССР. Отд. техн. наук. 1958. № 4. С.68 – 72.
106. Вопросы проектирования промысловых судов. Ч. 2. Судовые системы / И.З. Гольденберг, О.И. Асланьян, А.С. Дымов, Б.Д. Рох // Тр. Калининградского технич. ин-та рыбной промти и хоз-ва. 1974. Вып. 55. 20 с.
107. Воронин Г.И., Дубровский Е.В. Эффективные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 96 с.
108. Воронин Ф.С. Влияние сжимаемости на коэффициент сопротивления трения при турбулентном течении газа // Инж.-физ. журн. 1959. Т. 2. № 11. С. 81 – 85.
109. Воскресенский А.К., Обливин А.Н., Сагаль С.З. Гидродинамические характеристики пористых тел // Вопросы теплопередачи / Тр. Московского лесотехнического ин-та. 1981. Вып. 130. С. 5 – 21.
110. Вулис Л.А., Парамонова Т.А., Фоменко Б.А. О сопротивлении при течении жидкого металла в магнитном поле // Магнитная гидродинамика. 1968. № 1. С. 68 – 74.
111. Газоочистные аппараты сухого и мокрого типов: Каталог / Ю.А. Попов, С.С. Янковский, М.Г. Мазус и др. / ЦИНТИхимнефтемаш, М., 1984. 92 с.
112. Газуко И.В., Городцов В.А. Об эффекте снижения сопротивления в шероховатых трубах водорастворимыми полимерными добавками // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1968. № 6. С. 163 – 166.
113. Галимзятов Ф.Г. Пристенное турбулентное движение. Уфа, 1979. 119 с.
114. Галлямов А.К. О гидравлических сопротивлениях при совместном движении газа и жидкости в негоризонтальном трубопроводе // Труды Моск. ин-та нефтехим. и газ. пром-ти. 1965 (1966). Вып. 57. С. 197 – 200.
115. Гандельсман А.Ф., Гухман А.А., Илюхин И.В. Исследование изменения коэффициента трения при течении газа со сверхзвуковой скоростью // Теплоэнергетика. 1955. № 1. С. 17 – 23.
116. Гаркуша А.В., Гринченко Н.Я., Кучеренко С.И. Исследование течения в кольцевом коническом диффузоре // Энергетическое машиностроение. Респуб. межвед. сб. Харьков, 1981. Вып. 31. С. 21 – 25.
117. Гаркуша А.В., Кучеренко С.И. Исследование характеристик закрученного потока в кольцевом ступенчатом диффузоре с сопротивлением на выходе // Энергетическое машиностроение / Сб. Харьковского политехнич. ин-та. 1984. Вып. 38. С. 3 – 10.

Справочник по гидравлике

118. Гаркуша А.В., Кучеренко С.И. Особенности течения в кольцевом канале с уступом при $n = 1{,}7$ // Энергетическое машиностроение / Респ. межвед. н.-т. сборник. Харьков, 1981. Вып. 31. С. 13 – 18.
119. Гармаш Н.Г. Расчетные формулы для определения потерь давления потока при транспортировании зернистых и пылевидных материалов // Изв. вузов. Машиностроение, 1964. № 4. С. 107 – 123.
120. Гартман Ю., Лазарус Ф. Экспериментальное исследование течения ртути в однородном магнитном поле // Гаррис Л. МГД-течения в каналах. М., 1963. 262 с.
121. Геллер З.И., Скобельцин Ю.А., Межидов В.Х. Влияние колец на истечение жидкости из насадок и отверстий // Изв. вузов. Нефть и газ. 1969. № 5. С. 65 – 67.
122. Генин Л.Г., Жилин В.Г. Влияние продольного магнитного поля на коэффициент сопротивления при течении ртути в круглой трубе // Теплофизика высоких температур. 1966. Т. 4. № 2. С. 233 – 237.
123. Геращенко Л.С. К определению потерь напора в железобетонных напорных трубах с тонкостенными сердечниками // Мелиорация и водное хозяйство. Республик. межвед. темат. н.-т. сборник. Киев, 1980. Вып. 49. С. 61 – 65.
124. Гервасьев А.М. Пылеуловители СИОТ. Свердловск, 1954. 95 с.
125. Герман Р. Сверхзвуковые входные диффузоры и введение во внутреннюю аэродинамику. М., 1960. 378 с.
126. Гибсон А. Гидравлика и ее приложения. М., 1935. 611 с.
127. Гидравлические потери на трение в водоводах электростанций / А.Д. Альтшуль, Ю.А. Войтинская, В.В. Казенов, Э.Н. Полякова. М., 1985. 104 с.
128. Гидравлические сопротивления стыковых соединений полиэтиленовых трубопроводов / Р.М. Мукурдимов, Ю.А. Реш, А.М. Гусанова и др. // Труды Ташкентского инст. инж. железнодор. транспорта. 1970. Вып. 72. С. 27 – 37.
129. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод) / Под ред. В.А. Локшина, Ф.Ф. Петерсана, А.А. Шварца, М., 1978. 255 с.
130. Гидравлическое сопротивление перфорированных решеток / Г.И. Дербунович, А.С. Земская, Е.У. Репик, Ю.П. Соседко // Ученые записки ЦАГИ. 1984. Т. 15. № 2. С. 114 – 118.
131. Гидродинамика и теплообмен в атомных энергетических установках (основы расчета) / В.И. Субботин, М.Х. Ибрагимов, П.А. Ушаков, В.П. Бобков и др. М., 1975. 350 с.
132. Гижа Е.А. Стабилизация напорных турбулентных потоков после местных сопротивлений: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1986. 186 с.
133. Гиль Б.Б. Приближенный метод расчета поля скоростей в задачах МГД-сепарации // Новые физические методы сепарации минерального сырья. М., 1969. С. 59 – 68.
134. Гиневский А.С. Расчет потерь в расширяющихся и сужающихся каналах // Промышленная аэродинамика. 1956. № 7. С. 5 – 16.
135. Гиневский А.С. Энергетические характеристики дозвуковых диффузорных каналов // Известия АН СССР. ОТН. 1956. № 3. С. 152 – 154.
136. Гиневский А.С., Бычкова Л.А. Аэродинамические характеристики плоских и осесимметричных диффузоров с предотрывным состоянием турбулентного пограничного слоя // Тепло- и массоперенос. М., 1968. Т. I. С. 100 – 115.
137. Гиневский А.С., Емельянова Г.Н., Колесников А.В. Прямая и обратная задачи расчета диффузорных каналов // Тр. ЦИАМ. 1984. № 1093. С 51 – 60.
138. Гиневский А.С., Колесников А.В. Расчет начального участка и участка стабилизированного течения в плоских безотрывных диффузорах // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1969. № 6. С. 31 – 38.
139. Гиневский А.С., Солодкин Е.Е. Аэродинамические характеристики начального участка трубы кольцевого сечения при турбулентном течении в пограничном слое // Промышленная аэродинамика. М., 1959. Вып. 12. С. 155 – 168.
140. Гиневский А.С., Солодкин Е.Е. Гидравлическое сопротивление кольцевых каналов // Промышленная аэродинамика. № 20. М., 1961. С. 202 – 215.
141. Гинзбург Я.Л., Идельчик И.Е. Основные результаты исследований диффузоров квадратного и прямоугольного сечения // Промышл. очистка газов и аэрогидродинамика пылеулавливающих аппаратов. Ярославль, 1975. С. 57 – 63.
142. Гинзбург Я.Л., Идельчик И.Е. Экспериментальное определение коэффициентов восстановления давления в конических диффузорах при больших дозвуковых скоростях // Ученые записки ЦАГИ. 1973. Т. 4. № 3. С. 23 – 31.
143. Глотов Г.Ф., Мороз Э.К. Исследование течения газа в цилиндрическом канале при внезапном расширении звукового потока // Уч. записки ЦАГИ. 1970. Т. 1. № 2. С. 53 – 59.
144. Гольденберг И.З. Исследование взаимного влияния поворотов потока в напорных каналах судовых систем: Дис. ... канд. техн. наук. Калининград, 1967. 146 с.
145. Гольденберг И.З. Исследование поля осевой составляющей скорости потока в судовом трубопроводе за отводом // Труды Калининградского техн. ин-та рыбной пром-ти и хоз-ва. 1970. Вып. 22. С. 125 – 134.
146. Гольденберг И.З. Учет взаимного влияния отводов при выборе «коротких» напорных каналов // Судостроение. 1964. № 4. С. 24 – 26.
147. Гольденберг И.З. Экспериментальное исследование влияния взаимодействия поворотов потока на гидравлические потери в напорных каналах // Труды Калининградского техн. ин-та рыбной пром-ти и хоз-ва. 1966. Вып. 19. С. 29 – 34.
148. Гольденберг И.З., Умбрасас М. -Р.А. Связь гидравлических потерь со скоростью вторичного течения в отводах трубопроводов // Тр. Калининградского техн. ин-та рыб-ной пром-сти и хоз-ва. 1975. Вып. 58. С. 36 – 42.
149. Гольдштик М.А. Процессы переноса в зернистом слое / Ин-т теплофизики СО АН СССР. Новосибирск, 1984. 163 с.
150. Гонцов Н.Г., Маринова О.А., Тананаев А.В. Турбулентное течение на участке поворота круглой трубы // Гидротехническое строительство. 1984. № 12. С. 24 – 28.
151. Гордеев Н.Н., Селезнев К.П., Чернявский Л.К. Приближенный метод расчета потерь в прямых и изогнутых диффузорах с произвольным законом изменения площади поперечного сечения и его использование для оптимизации элементов турбомашин // Теплоэнергетика / Тр. ЛПИ. Л., 1947. № 358. С. 47 – 53.
152. Гордон Г.М., Аладжалов И.А. Газоочистка рукавными фильтрами в цветной металлургии. М., 1956. 180 с.
153. Горелов Г.М., Фрейдин А.С. Некоторые результаты экспериментального исследования диффузора с подпором потока на выходе // Труды Куйбышевского авиац. ин-та. 1963. Вып. 15. Ч. 2. С. 35 – 42.
154. Горлин С.М. Влияние начальной турбулентности на обтекание гладких и шероховатых цилиндров // Научн. докл. конф. Ин-та механики МГУ. М., 1970. С. 11 – 22.
155. Горлин С.М. Экспериментальная аэромеханика. М., 1970. 423 с.
156. Горлин С.М., Худяков Г.Е. Влияние начальной турбулентности потока на аэродинамическое сопротивление плохообтекаемых тел с острыми кромками // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1969. № 2. С. 120 – 128.

Справочник по гидравлике

157. Горлин С.М., Штеренлихт Д.В., Романенко Г.А. Аэродинамические характеристики шероховатых цилиндров // Гидродинамика / Труды Харьковского университета. Харьков, 1966. Вып. 4. С. 20 – 27.
158. Гостев Е.А., Риман И.С. Течение жидкости в кольцевом канале, имеющем эксцентриситет // Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 58 – 64.
159. Грабовский А.М., Бударин В.А. К расчету коэффициентов лобового и местного сопротивлений плохообтекаемых тел // Изв. вузов. Энергетика. Минск, 1980. № 12. С. 60 – 64.
160. Грабовский А.М. Исследование взаимного влияния местных сопротивлений // Научные записки Одесского политехнического ин-та. 1955. № 3. С. 75 – 86.
161. Грабовский А.М., Костенко Г.Н. Основы применения единиц СИ в тепловых и гидравлических расчетах. Киев, 1965. 106 с.
162. Грачев И.Г., Низовцев В.М., Сычев И.А. Специальная гидравлика: Уч. пособие. С-Пб.: ВИККА им. А.Ф. Можайского, 1995. 246 с.
163. Грачев И.Г., Сычев И.А., Юрьев А.С. Аэродинамика ЛА. МО СССР, 1990. 102 с.
164. Грачев И.Г., Юрьев А.С. Основные уравнения гидравлики. Л.: ВИКИ им. А.Ф. Можайского, 1976. 60 с.
165. Грецов Н.А. Гидравлические сопротивления и рациональная форма прямоосных конфузорных труб с экраном перед входом // Труды Моск. с-х акад. им. К. А. Тимирязева. 1963. Вып. 87. С.37 – 42.
166. Григорьев А.Ф. Зависимость гидравлического сопротивления рукавного фильтра от пылесодержания ткани // Сб. науч. трудов по санитарной технике. Волгоград, 1971. Вып. 3. С. 72 – 76.
167. Гримитлин М.И. Раздача воздуха через перфорированные воздуховоды // Труды ЛИОТ. Л., 1960. 190 с.
168. Гришанин К.В. Установившееся турбулентное движение жидкости в коническом диффузоре с малым углом раскрытия // Труды ЛИИВТ. Л., 1955. Вып. 22. С. 47 – 53.
169. Губарев Н.С. Местные сопротивления арматуры трубопроводов воздуха высокого давления // Судостроение. 1957. № 3. С. 41 – 46.
170. Губин М.Ф., Казеннов В.В., Волшаник В.В. Оптимальная форма прямоосного диффузора для закрученного потока жидкости // Труды Моск. инж.-строит. ин-та. 1972. № 89. С. 38 – 44.
171. Гуревич Д.Ф. Основы расчета трубопроводной арматуры. Л., 1956. 230 с.
172. Гуржиенко Г.А. Об установившемся турбулентном течении в конических диффузорах с малыми углами расширения // Труды ЦАГИ. 1939. Вып. 462. 80 с.
173. Гусев В.М., Ринас Ф.Р. Исследование спаренной установки стандартных тройников с дроссель-шайбой // Исследование в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / Сб. тр. ЛИСИ, 1975. № 110. С. 18 – 26.
174. Гухман А.А. Введение в теорию подобия. М., 1963. 254 с.
175. Давыдов А.П. Исследование работы всасывающего отверстия с внутренним экраном // Исследование в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / Сб. тр. ЛИСИ. Л., 1975. № 110. С. 27 – 34.
176. Даниличев В.Н., Васильев Б.В. Исследование диффузоров с гибкими поперечными ребрами // Гидроаэромеханика. 1966. Вып. 3. С. 25 – 30.
177. Данцыг А.Я., Петров Н.М. Определение потерь полного давления в ступенчатых кольцевых диффузорах с криволинейными наружными стенками и равномерным полем скорости на входе // Изв. вузов. Авиационная техника. 1983. № 3. С. 63 – 66.
178. Данцыг А.Я., Петров Н.М. Определение потерь полного давления в ступенчатых кольцевых диффузорах с прямолинейными наружными стенками и равномерным полем скорости на входе // Изв. вузов. Авиационная техника. 1983. № 1. С. 24 – 28.
179. Данцыг А.Я., Петров Н.М., Пономарев Н.Н. К вопросу определения потерь в канале с внезапным расширением, расположенным за диффузором // Изв. вузов. Авиационная техника. 1981. № 3. С. 86 – 89.
180. Даточный В.В. Гидравлический расчет городских газопроводов // Газовая пром-ть. 1961. № 12. С. 12 – 13.
181. Дашкиев Ю.Г., Полупан Г.П. Гидравлическое сопротивление раздающих и собирающих тройников типа $F_с = F_п – F_б – F_{ст}$ // Теплоэнергетика. 1983. № 7. С. 44 – 46.
182. Девнин С.И. Аэрогидродинамический расчет плохообтекаемых судовых конструкций. Л., 1967. 223 с.
183. Дейч М.Е., Филиппов Г.А. Гидродинамика двухфазных сред. М., 1968. 423 с.
184. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М., 1970. 384 с.
185. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. М., 1984. 284 с.
186. Дементьев К.В., Аронов И.З. Гидродинамика и теплообмен в криволинейных каналах прямоугольного сечения // Инж.-физ. ж-л. 1978. Т. 34. № 6. С. 994 – 1000.
187. Демидов С. Исследование течения и определение потерь полного давления в круглых, плоских и кольцевых диффузорах // Тр. ЦИАМ. 1960. № 116. 14 с.
188. Дергачев Б.А. Случаи увеличения полного напора при установившемся движении реальной жидкости//Сб. научно-методич. статей по гидравлике. М., 1980. Вып. 3. С. 64 – 69.
189. Дергачев Б.А. Уравнение баланса удельной энергии в случае разделения напорного потока жидкости // Труды Ленинградского политехн. ин-та. 1973. № 333. С. 76 – 79.
190. Джапелидзе М.М., Лисейкин И.Д. Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления в поперечно-омываемых мембранных шахматных пучках // Теплоэнергетика. 1982. № 9. С. 63 – 67.
191. Дзюбенко Б.В., Дрейцер Г.А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в теплообменном аппарате с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1979. № 5. С. 163 – 171.
192. Дзюбенко Б.В., Иевелев В.М. Теплообмен и гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве теплообменника с закруткой потока // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1980. № 5. С. 117 – 125.
193. Дзядзио А.М. Пневматический транспорт на зерноперерабатывающих предприятиях. М., 1961. 237 с.
194. Диденко О.И. и др. Влияние угла раскрытия на эффективность кольцевых криволинейных диффузоров // Изв. вузов. Энергетика. 1967. №8. С. 108 – 112.
195. Дилевская Е.В. Криогенные микротеплообменники. М.: Машиностроение, 1978. 165 с.
196. Дмитриев А.Ф. Гидравлические сопротивления и кинематика потока в дренажных трубопроводах мелиоративных осушительных систем: Дис. ... докт. техн. наук. Л., 1985. 250 с.
197. Довжик С.А., Гиневский А.С. Экспериментальные исследования напорных патрубков стационарных осевых турбомашин // Технические отчеты. БНИ МАП. М., 1955. № 130. 13 с.
198. Довжик С.А., Картавенко В.М. Экспериментальное исследование входных патрубков осевых стационарных турбомашин // Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 29. С. 56 – 73.

Справочник по гидравлике

199. Довжик С.А., Морозов А.И. Экспериментальное исследование кольцевых диффузоров осевых турбомашин // Промышленная аэродинамика. М., 1961. Вып. 20. С. 168 – 201.
200. Догин М.Е. Критериальное уравнение для расчета гидравлического сопротивления пневмотранспортных трубопроводов // Труды Москов. ин-та инж. ж-.д. трансп. 1961. Вып. 139. С. 66 – 72.
201. Догин М.Е., Карпов А.И. Расчет сопротивления разгонного участка при пневмотранспорте // Инж.-физ. журн. 1961. № 7. С. 631 – 639.
202. Догин М.Е., Лебедев В.П. Исследование сопротивлений при пневмотранспорте в горизонтальном трубопроводе // Сб. научн. тр. Томского электромехан. ин-та инж. ж-.д. трансп. 1960. Вып. 29. С. 164 – 175.
203. Догин М.Е., Лебедев В.П. Шероховатость труб в условиях пневмотранспорта // Изв. вузов. Энергетика, 1962. № 7. С. 113 – 115.
204. Донат Е.В. Гидравлическое сопротивление вертикальных трубопроводов с гладкими стенками при пневмотранспорте твердых частиц // Хим. и нефт. машиностроение. 1965. № 7. С. 15 – 17.
205. Дорфман А.Ш. К вопросу расчета потерь полного давления в диффузорных каналах // Энергомашиностроение. 1966. № 8. С. 5 – 10.
206. Дорфман А.Ш., Сайковский М.И. Приближенный метод расчета потерь в криволинейных диффузорах при отрывных течениях // Промышленная аэродинамика. М., 1966. Вып. 28. С. 98 – 120.
207. Дрейцер Г.А., Парамонов Н.В. Гидравлическое сопротивление и теплоотдача в спирально изогнутых трубах малого относительного диаметра и большого шага // Гидравлика, современные проблемы гидравлики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники. Межвуз. сб. научн. тр., ВЗМИ. М., 1978. С. 10 – 20.
208. Дрябин В.А., Галерштейн Д.М., Забродский С.С. Гидравлическое сопротивление неподвижного зернистого слоя нисходящему пылегазовому потоку // Инж.-физ. ж-л. 1978. Т. 34. № 5. С. 828 – 832.
209. Дубинская Ф.Е. Низконапорные трубы Вентури // Обеспыливающие устройства промышленной вентиляции / МДНТИ им. Дзержинского. М., 1970. С. 78 – 81.
210. Дубинская Ф.Е. Расчет коэффициента гидравлического сопротивления труб распылителей // Промышленная и санитарная очистка газов. 1971. № 3 и 4. С. 57 – 58.
211. Дудинцев Л.М. Коэффициент расхода отверстия в стенке при потоке, направленном параллельно стенке // Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1969. № 5. С. 97 – 103.
212. Дульнев В.Б. Определение потерь напора в решетках // Гидротехническое строительство. 1956. № 9. С. 31 – 35.
213. Дунчевский Г.М. Исследование обтекания цилиндра в трубе круглого сечения // Гидравлика и гидротехника / Межвед. республ. научно-техн. сборник. Киев, 1966. № 4. С. 110 – 117.
214. Егоров А.И. Гидравлический расчет трубчатых систем для распределения воды в водопроводных очистных сооружениях. М., 1960. 123 с.
215. Еловских Ю.П. К расчету параметров газа в трубопроводе // Пневматика и гидравлика. М., 1979. Вып. 6. С. 132 – 141.
216. Емельянова Г.Н. Численный расчет аэродинамических характеристик осесимметричных каналов // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1 (33). С. 106 – 122.
217. Ерошенко В.М., Ершов А.В., Зайчик Л.И. Расчет развитого турбулентного течения в трубе со вдувом и отсосом // Теплофизика высоких температур. М., 1981. Т. 19. № 1. С. 102 – 108.
218. Жаворонков Н.М. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. М., 1944. 224 с.
219. Жаворонков Н.М. и др. Гидро- и аэродинамика насадок скрубберных и ректификационных колонн. Критические явления в орошаемых неупорядоченных насадках // Химическая промышленность. 1949. № 3. С. 75 – 79.
220. Живайкин Л.Я., Волгин Б.П. Гидравлическое сопротивление при нисходящем двухфазном потоке в пленочных аппаратах // Химическая пром-ть. 1963. № 6. С. 19 – 25.
221. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М., 1982. 472 с.
222. Жуковский Н.Е. Видоизменение метода Кирхгофа для определения движения жидкости в двух измерениях при постоянной скорости, данной на неизвестной линии тока. М., 1949. Соч. Т. 2. С. 130 – 240.
223. Зайцев М.М. Расчет рукавного фильтра // Труды НИИцемента. 1950. Вып. 3. С. 80 – 89.
224. Залогин Н.Г., Шухер С.М. Очистка дымовых газов. М., 1954. 220 с.
225. Зарянкин А.Е., Головина Л.Г., Этт В.В. Влияние режимных параметров на характеристики конических диффузоров // Теплоэнергетика. 1967. № 4. С. 27 – 34.
226. Зарянкин А.Е., Касимов В.Ф. К исследованию диффузоров с отрывным характером течения // Проблемы турбомашин / Тр. МЭИ. 1978. Вып. 385. С. 14 – 19.
227. Зегжда А.П. Гидравлические потери на трение в каналах и трубопроводах. М., 1957. 278 с.
228. Зелькин Г.Г. Гидравлическая индукция при пуске несжимаемой жидкости в заполненный и незаполненный трубопровод с местными сопротивлениями // Инж.-физ. ж-л. 1984. Т. 47. № 5. С. 856 – 857.
229. Зелькин Г.Г. Нестационарные течения в местных сопротивлениях. Минск, 1981. 141 с.
230. Зелькин Г.Г. Явление гидравлической индукции при неустановившемся движении несжимаемой вязкой жидкости // Инж.-физ. ж-л. 1971. Т. 21. № 6. С. 1127 – 1130.
231. Зиндра Н.Н., Сухарев М. И. Исследование роста сопротивления тканевых фильтров при очистке аэрозолей // Труды Ленинградского института текстильной и легкой промышленности. 1969. Вып. 10. С. 31 – 35.
232. Золотов С.С. Гидравлическое сопротивление каналов кольцевого сечения // Труды Ленинградского кораблестроит. ин-та. Л., 1971. Вып. 74. С. 41 – 49.
233. Зорина Е.Ф., Стыриков А.С. Влияние местных сопротивлений на закономерности гидротранспорта // Труды Лениград. ин-та водн. транспорта. 1968. Вып. 119. С. 11 – 95.
234. Зубов В. П. Исследование потерь давления в тройниках при делении и соединении потоков: Дис.... канд. техн. наук. М., 1978. 165 с.
235. Зубов В.П. О сопротивлении обыкновенного тройника при соединении потоков // Вопросы гидравлики / Сб. тр. МИСИ. 1974. № 124. С. 55 – 60.
236. Зубов В.П. Физический смысл коэффициентов сопротивления тройников при соединении потоков жидкости // Стр-во и арх. / ВНИИИС. 1981. № 5. С. 25 с.
237. Зубов В.П., Дроздов Е.В. Исследование зависимости коэффициентов сопротивления тройников от числа Рейнольдса // Гидравлика лопаточных машин и общая механика / Тр. ВПИ. Воронеж, 1974. С. 107 – 112.
238. Зубов В.П., Дроздов Е.В., Курганов А.М. Об отрицательном коэффициенте сопротивления при делении по-

Справочник по гидравлике

токов // Межвузовский сб. трудов ЛИСИ. Л., 1976. № 5. С. 56 – 62.
239. Зуев Ф.Г. Методы расчета потерь давления в отводах при пневматическом транспортировании // Труды Моск. технол. ин-та пищ. пром-ти. 1960. Вып. 14. С. 108 – 122.
240. Зусманович В.М. Сопротивление тройников сточных газоводопроводных труб // Вопросы отопления и вентиляции. М., 1953. С. 10 – 30.
241. Зюбан В.А. Учет характеристик элементов разветвленных трубопроводов при компоновке судовых систем охлаждения: Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь. 1981. 239 с.
242. Зюбан В.А., Гольденберг И.З. Исследование потерь напора в приточных тройниках. Справочно-информац. фонд НИИЭинформэнергомаш, № 177ЭМ-Д83, 15с. «Библ. указатель ВИНИТИ — депониров. н.-р.», 1983, № 80 (144). С. 130.
243. Ибрагимов М.Х. и др. Расчет коэффициентов гидравлического сопротивления при турбулентном течении жидкости в каналах некруглого поперечного сечения // Атомная энергия. 1967. Т. 23. № 4. С. 300 – 305.
244. Ибрагимов М.Х., Исупов И.А., Субботин В.И. Расчет и экспериментальное исследование полей скорости в канале сложной формы // Жидкие металлы. М., 1967. С. 234 – 250.
245. Иванов К.Ф., Финодеев О.В. О некоторых особенностях процесса стабилизации потока за поворотом // Изв. вузов. Энергетика. 1987. №3. С. 111 – 114.
246. Идельчик И.Е. Аэрогидродинамика технологических аппаратов. М., 1983. 351 с.
247. Идельчик И.Е. Аэродинамика всасывающих патрубков авиамоторов // Техника Воздушного флота. 1944. № 5 – 6. С. 1 – 10, 28.
248. Идельчик И.Е. Аэродинамика потока и потери напора в диффузорах // Пром. аэродинамика. БИТ МАП. М., 1947. № 3. С. 132 – 209.
249. Идельчик И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов. М. 1964. 289 с.
250. Идельчик И.Е. Выравнивающее действие сопротивления, помещенного за диффузором // Труды БИТ МАП. 1948. № 662. С. 25 – 52.
251. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.
252. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления при входе потока в каналы и протекании через отверстия // Промышленная аэродинамика. М., 1944. № 2. С. 27 – 57.
253. Идельчик И.Е. Гидравлическое сопротивление циклонов, его определение, величина и пути снижения // Механическая очистка промышленных газов / НИИОгаз. М., 1974. С. 135 – 159.
254. Идельчик И.Е. Исследование коротких диффузоров с разделительными стенками // Теплоэнергетика. 1958. № 8. С. 21 – 26.
255. Идельчик И.Е. К вопросу о влиянии числа Re и шероховатости на сопротивление изогнутых каналов // Промышленная аэродинамика. М, 1953. Сб. № 4. С. 177 – 194.
256. Идельчик И.Е. К вопросу о гидравлическом сопротивлении циклонов // Инж.-физ. ж-л. 1969. Т. 16. № 5. С. 899 – 901.
257. Идельчик И.Е. К определению гидравлического сопротивления участков с разделением и слиянием двухфазных (многофазных) несжимаемых потоков // Известия вузов. Энергетика. 1975. № 7. С. 94 – 102.
258. Идельчик И.Е. К расчету гидравлического сопротивления контактных и фильтрующих аппаратов цилиндрической формы // Химическая промышленность. 1964. № 11. С. 60 – 62.
259. Идельчик И.Е. К расчету и проектированию групповых циклонов // НИПИОТСТРОМ. Новороссийск. 1969. Вып. I. С. 44 – 66.
260. Идельчик И.Е. К расчету сопротивления лабиринтных уплотнений // Котлотурбостроение. 1953. №3. С. 40 – 45.
261. Идельчик И.Е. Направляющие лопатки в коленах аэродинамических труб // Технические заметки / ЦАГИ. 1936. № 133. 35 с.
262. Идельчик И.Е. Насадки // БСЭ. 1953. Т. 29. С. 184 – 185.
263. Идельчик И.Е. Некоторые замечания по поводу гидравлических потерь, возникающих при движении реальной жидкости (газа) в напорных системах // Известия вузов. Энергетика. 1975. № 9. С. 99 – 104.
264. Идельчик И.Е. О методике экспериментального определения гидравлического сопротивления циклонов // Водоснабжение и санитарная техника. 1969. № 8. С. 21 – 25.
265. Идельчик И.Е. О режиме отрывных течений в фасонных частях трубопроводов // Теплогазоснабжение и вентиляция. Киев, 1966. С. 43 – 49.
266. Идельчик И.Е. Определение коэффициента трения стальных труб газопровода Саратов — Москва. М., 1945. 7 с.
267. Идельчик И.Е. Определение коэффициентов сопротивления при истечении через отверстия // Гидротехническое строительство. 1953. № 5. С. 31 – 36.
268. Идельчик И.Е. Потери на удар в потоке с неравномерным распределением скоростей // Труды ЦАГИ. М., 1948. Вып. 662. С. 1 – 24.
269. Идельчик И.Е. Принудительная раздача потока в газоочистных, теплообменных и других аппаратах. М., 1957. С. 151 – 207. (Труды НИИОГаза. № 1).
270. Идельчик И.Е. Расчет гидравлического сопротивления сухих решетчатых тарелок и перегородок // Химическая промышленность. 1960. № 3. С. 247 – 251.
271. Идельчик И.Е. Способы равномерного распределения газового потока в промышленных аппаратах // Химическая промышленность. 1955. № 6. С. 31 – 37.
272. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
273. Идельчик И.Е. Учет влияния вязкости на гидравлическое сопротивление диафрагм и решеток // Теплоэнергетика. 1960. № 9. С. 75 – 80.
274. Идельчик И.Е. Формулы расчета раздачи потока вдоль контактных, фильтрующих и других аппаратов и коллекторов Z-образной формы // Теоретические основы химической технологии. 1970. Т. 6. № 2. С. 253 – 260.
275. Идельчик И.Е., Александров В.П. Выбор компоновок электрофильтров на мощных энергоблоках и их моделирование // Теплоэнергетика. 1971. № 1. С. 28 – 30.
276. Идельчик И.Е., Александров В.П. О компоновке электрофильтров и их аэродинамическом моделировании // Сборник докладов межобластного семинара по очистке газов. Ярославль, 1972. С. 31 – 45.
277. Идельчик И.Е., Александров В.П., Коган Э.И. Исследование прямоточных циклонов системы золоулавливания ГРЭС // Теплоэнергетика. 1968. № 8. С. 45 – 48.
278. Идельчик И.Е., Гинзбург Я.Л. Гидравлическое сопротивление кольцевых поворотов на 180° // Теплоэнергетика, 1968. № 4. С. 87 – 90.
279. Идельчик И.Е., Гинзбург Я.Л. К вопросу о влиянии магнитного поля на течение в диффузорах // Магнитная гидродинамика / АН Латв. ССР. 1970. № 1. С. 138 – 151.
280. Идельчик И.Е., Гинзбург Я.Л. О механизме влияния условий входа на сопротивление диффузоров // Инж.-физ. ж. 1969. Т. 16. №3. С. 413 – 416.
281. Идельчик И.Е., Гинзбург Я.Л. Об исследовании влияния числа Рейнольдса и условий входа на закономерности движения

Справочник по гидравлике

потока в диффузорах // Пробл. вентиляции и кондицион. воздуха. Минск, 1969. С. 224 – 231.
282. Идельчик И.Е., Гинзбург Я.Л. Основные результаты новых экспериментальных исследований конических диффузоров // Механическая очистка промышленных газов / НИИОгаз. М., 1974. С. 178 – 210.
283. Идельчик И.Е., Гинзбург Я.Л. Простые способы уменьшения сопротивления коротких диффузоров с большими углами расширения // Водоснабжение и санитарная техника. 1971. № 10. С. 27 – 30.
284. Идельчик И.Е., Коган Э.И. К исследованию прямоточных циклонов // Проблемы вентиляции и кондиционирования воздуха. Минск, 1969. С. 318 – 326.
285. Идельчик И.Е., Мальгин А.Д. Гидравлическое сопротивление циклонов НИИОгаз // Промышленная энергетика. 1969. № 8. С. 45 – 48.
286. Идельчик И.Е., Штейнберг М.О. Исследование гидравлического сопротивления коллекторов переменного сечения газоочистных и других сооружений // Промышленная и санитарная очистка газов. 1973. № 2. С. 1 – 5.
287. Идельчик И.Е., Штейнберг М.О. К вопросу о методах расчета распределения потока вдоль каналов с путевым расходом // Теор. основы химической технологии. 1972. Т. 6. № 4. С. 603 – 610.
288. Идельчик И.Е., Штейнберг М.О. Некоторые результаты исследования циклонов ЦН-15, работающих в сети // Химическая промышленность. 1970. № 2. С. 154 – 155.
289. Идельчик И.Е., Штейнберг М.О. О потерях полного давления в пористых цилиндрических трубах с путевым расходом // Теплоэнергетика. 1988. № 1. С. 70 – 72.
290. Ильин Ю.В. Течение газа через пористые металлические стенки // Изв. вузов. Авиационная техника. 1959. № 1. С. 65 – 73.
291. Исследование полей осевых скоростей в приточных тройниках / О.И. Асланьян, И.З. Гольденберг, В.А. Зюбан, Н.И. Печенкин // Изв. вузов. Энергетика. 1987. № 11. С. 110 – 116.
292. Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления в мембранных шахматных пучках с поперечными ребрами / И.Д. Лисейкин, А.М. Конелиович, М.З. Кравец, В.А. Дидура / Теплоэнергетика. 1984. № 2. С. 38 – 41.
293. Ито, Нанбу. Течение во вращающихся прямых трубах круглого поперечного сечения // Теорет. основы инж. расчетов / Труды Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.) М., 1971. № 3. С. 46 – 56.
294. Ишаков Н.Н. Гидравлическое сопротивление трубчатых пучков в области малых чисел Рейнольдса // Труды Ленингр. кораблестроительного ин-та. Л., 1964. № 45. С. 130 – 139.
295. Ишкин Н.П., Каганер М.Г. Гидравлическое сопротивление пористых сред // Кислород. 1952. № 3. С. 25 – 36.
296. К вопросу о гидравлическом сопротивлении сеток / Т.И. Дербунович, А.С. Земская, Е.У. Репик, Ю.П. Соседко // Ученые записки ЦАГИ. 1980. Т. II. № 2. С. 133 – 136.
297. Каган Л.И. Новая формула коэффициента гидравлического сопротивления // Отопление и вентиляция в строит. Теплофизика. 1971. С. 119 – 125 (Республиканский межведомственный сборник. Вып. 1).
298. Каданер Я.С., Рассадкин Ю.П. Ламинарное течение пара в тепловой трубе // Инж.-физ. ж-л. 1975. Т. 28. № 2. С. 208 – 216.
299. Казакевич Ф.П. Влияние угла атаки газового потока на аэродинамическое сопротивление пучков труб // Известия ВТИ. 1952. № 8. С. 55 – 60.
300. Казакевич Ф.П. Влияние шероховатости на аэродинамическое сопротивление пучков труб при поперечном смывании их газовым потоком // Теплоэнергетика. 1961. № 1. С. 23 – 27.
301. Казаченко В.С. Местные сопротивления прямоугольных колен // Водоснабжение и санитарная техника. 1962. № 2. С. 7 – 11.
302. Казеннов В.В., Митюрева Н.Е. О потерях напора на трение в стальных напорных водоводах электростанций // Вопросы гидравлики и водоснабжения / МИСИ. М., 1980. Сб. № 174. С. 31 – 37.
303. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах: 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981. 205 с.
304. Калинин Э.К., Ярхо С. А. О влиянии неизотермичности на коэффициент гидравлического сопротивления при турбулентном движении воды в трубах с искусственной турбулизацией потока // Теплофизика высоких температур. 1966. Т. 4. № 5. С. 736 – 738.
305. Калицун В.И., Дроздов Е.В., Комаров А.С., Чижик К.И. Основы гидравлики и аэродинамики. М.: Стройиздат, 2001. 296 с.
306. Калицун В.И., Кедров В.С., Ласков Ю.М. Гидравлика, водоснабжение и канализация: 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 2000. 397 с.
307. Калмыков А.В. Аэродинамика, тепло- и массообмен в дисперсных потоках. М., 1967. 185 с.
308. Камерштейн А.Г., Карев В.Н. Исследование гидравлического сопротивления гнутых, сварных, крутозагнутых и складчатых колен компенсаторов // Тр. ВНИИстройнефть и МИИГС. 1956. С. 52 – 59.
309. Капитонов Е.Н., Лебедев К.И. Исследование гидравлического сопротивления и теплоотдачи при движении кипящих растворов в горизонтальной трубе // Химическая пром-сть. 1965. № 7. С. 18 – 25.
310. Карев В.Н. Потери напора при внезапном расширении трубопровода // Нефтяное хозяйство. 1952, № 11 и 12. С. 13 – 16.
311. Карев В.Н. Потери напора при внезапном сужении трубопровода и влияние местных сопротивлений на нарушение потока // Нефтяное хозяйство. 1953. № 8. С. 3 – 7.
312. Карлсон, Джонсон, Сейджи. Влияние формы стенки на режимы течения и характеристики плоских диффузоров с прямолинейной осью // Теорет. основы инж. расч. / Труды Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.) 1967. Т. 89. Сер. Д. № 1. С. 173 – 185.
313. Карман Т. Некоторые вопросы теории турбулентности // Проблемы турбулентности / Под ред. М. А. Великанова и Н.Г. Швейковского. М., 1936. С. 35 – 74.
314. Карпов А.И. Задача Борда в условиях пневмотранспорта при горизонтальном расположении труб // Сб. науч. тр. Томского электромех. ин-та инж. ж.-д. трансп. 1960. Вып. 29. С. 159 – 167.
315. Карпов А.И. О гидравлическом сопротивлении начального участка при движении газосмеси // Изв. вузов. Энергетика. 1964. № 9. С. 103 – 105.
316. Карпов А.И. Сопротивление колен с малым радиусом закругления в условиях пневмотранспорта // Изв. вузов. Энергетика. 1962. № 8. С. 93 – 95.
317. Карпухович Д.Т. Высокоэффективный циклон СЦН-40 // Информ. листок о н.-т. достижении / Ярославский центр н.-т. информации и пропаганды. Ярославль, 1985. 6 с.
318. Квитковский Ю.В. Гидравлическое сопротивление плавноизогнутых труб // Труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. 1963. Вып. 176. С. 61 – 63.

Справочник по гидравлике

319. Кей Дж., Лэби Т. Таблицы физических и химических постоянных. 2-е изд., перераб. Перевод с 12-го англ издания под ред. К.П. Яковлева. М.: Физматлит, 1962., 274 с.
320. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники: Пер. с англ. под ред. Ю.В.Петровского. М.: Энергия, 1967. 360 с.
321. Керенский А.М. О связи коэффициента сопротивления трения с числом Рейнольдса и относительной шероховатостью // Теплоэнергетика. 1972. № 10. С. 78 – 79.
322. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена: Пер. с англ. М.: Энергия, 1977. 462 с.
323. Кертиков В., Димитров Х., Барска С. Исследование аэродинамического сопротивления вертикальных горных выработок // Рудодоб. металлургия. 1967. № 11. С. 16 – 20.
324. Кириленко Д.А., Панков О. М. Аэродинамическое исследование плоского многоканального дозвукового диффузора // Изв. вузов. Машиностроение / МВТУ, 1979. № 3. С. 54 – 57.
325. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М., 1984. 296 с.
326. Кирпичев Е.Ф. Очистка дымовых газов электростанций от золы. М., 1962. 270 с.
327. Киселев П.Г. Гидравлика, основы механики жидкости. М., 1980. 360 с.
328. Киселев П.Г. О величине потерянного напора при слиянии потоков // Вопросы гидравлики и водоснабжения / МИСИ. М., 1980. Сб. № 174. С. 5 – 9.
329. Клеймен, Говин. Влияние турбулентности на коэффициент сопротивления сферических частиц при сверхкритическом режиме течения // Процессы и аппараты хим. пр-ва. 1969. № 34. С. 15 – 19.
330. Климентов А.Н. Уравнение Бернулли для потока пульпы // Гидротехническое стр-во. 1954. № 4. С. 28 – 32.
331. Клячко Л.С. Аналитический метод учета потери давления в трубопроводах с потоками, несущими твердую дисперсную среду // Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем / Тр. ин-та ВНИИГС 1970. Вып. 28. С. 125 – 127.
332. Клячко Л.С. К теоретическому определению коэффициента сопротивления трения гладких трубопроводов в режиме развитой турбулентности // Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем / Сб. науч. тр. ВНИИГС. Л., 1978. Вып. 46. С. 32 – 33.
333. Клячко Л.С. Метод теоретического определения пропускной способности аппаратов с вращающимся осесимметричным течением жидкости // Теория и практика обеспыливающей вентиляции / ЛИОТ. Л., 1952. 195 с.
334. Клячко Л.С. Уравнение движения пылевых частиц в пылеприемных устройствах // Отопление и вентиляция. 1934. № 4. С. 27 – 32.
335. Клячко Л.С. Уточнение метода теоретического определения коэффициентов сопротивления отводов различного профиля // Труды научной сессии ЛИОТ. Л., 1955. Вып. 1. С. 79 – 137.
336. Клячко Л.С., Макаренкова Т.Г. Обобщенные гидравлические характеристики гибких стеклотканевых воздуховодов // Индустриальные, отопительно-вентиляционные и санитарно-технические системы и технология их монтажа / Сб. науч. тр. ВНИИГС. Л., 1984. С. 72 – 76.
337. Клячко Л.С., Макаренкова Т.Г., Пустошная В.Ф. Обобщенные формулы для определения коэффициентов сопротивления произвольных сочетаний узлов из отводов в вентиляционных сетях // Вопросы проектирования и монтажа сан.-техн. систем / Тр. ВНИИГС. Л., 1980. С. 3 – 8.
338. Клячко Л.С., Пустошная В.Ф. Исследование влияния некоторых конструктивных элементов прямоугольных тройников на их аэродинамические характеристики // Труды ВНИИГС. 1970. Вып. 28. С. 46 – 53.
339. Клячко Л.С., Пустошная В.Ф., Чемоданова О.В. Статический (улиточный) центробежный воздухораспределитель. ВНИИГС // Вопросы проектирования и монтажа санитарно-технических систем. М., 1970. С. 16 – 25. (Труды ВНИИГС. Вып. 28).
340. Клячко Л.С., Успенская Л.Б. Расчетные формулы для нормализованных вентиляционных тройников и узлов ответвления индустриальных конструкций воздуховодов // Труды ВНИИГСа. 1970. Вып. 28. С. 25 – 45.
341. Ковалев-Кривоносов П.А. Повышение сроков службы трубопроводов систем охлаждения заборной водой путем модернизации их конструкций при очередных ремонтах: Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь, 1982. 142 с.
342. Ковалев-Кривоносов П.А., Гольденберг И.З. Экспериментальное исследование гидравлических потерь при взаимодействии арматуры и отводов в судовых трубопроводах // Гидравлика, гидротранспорт рыбы и его технические средства / Тр. КТИРПиХ. Калининград, 1977. Вып. 69. С. 48 – 53.
343. Кожевникова Е.Н. Перемешивание жидкостей в трубопроводах при различных способах подачи примеси: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1983. 168 с.
344. Кожевникова Е.Н., Локтионова Е.А. Потери напора при соединении двух потоков // ТР. ЛПИ. 1984. № 401. С. 43 – 46.
345. Кокая Н.В. Гидравлика конусных затворов и камеры гашения гидравлической энергии // Методы исследований и гидравлических расчетов водосбросных гидротехнических сооружений. Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Л. 1985. С. 186 – 188.
346. Коллеров Д.К. Гидродинамика поровых сред // Химическая промышленность. 1959. № 2. С. 18 – 23.
347. Комлев А.Ф., Скобельцын Ю.А., Геллер З.И. Влияние формы и размеров входа на коэффициент расхода внешних цилиндрических насадков // Изв. вузов. Нефть и газ. 1968. № 11. С. 59 – 61.
348. Конаков В.К. Новая формула для коэффициента сопротивления гладких труб // ДАН СССР. 1950. Т. 25. № 5. С. 14 – 24.
349. Конобеев Б.И., Жаворонков Н.М. Гидравлические сопротивления в трубах с волнистой шероховатостью // Химическое машиностроение. 1962. № 1. С. 17 – 24.
350. Конобеев Б.И., Малюсов В.А., Жаворонков Н.М. Гидравлическое сопротивление и толщина пленки при обращенном течении жидкости под действием газа в вертикальных трубах // Химическая промышленность. 1957. № 3. С. 21 – 26.
351. Конструкционные материалы и изделия на основе углерода: Каталог-справочник. М., 1980. 63 с.
352. Коптев Д.В. О коэффициенте сопротивления движению аэросмеси при пневматическом транспорте (литературный обзор) // Научные работы ин-тов охраны труда ВЦСПС. 1964. Вып. 1. (27). С. 21 – 36.
353. Корепанов К.В. Вентиляционное сопротивление движущихся в горных выработках вагонеток и поездов // Разработка месторожд. полезн. ископаемых. Киев, 1965. Вып. 4. С. 18 – 27.
354. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. М., 1974. 831 с.
355. Корнилов Г.Г., Черникин В.И. Методика гидравлического расчета трубопроводов при движении газожидкостных смесей // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов (науч.-технич. сб.). 1966. № 3. С. 3 – 6.
356. Коротаев О.И., Пучков П.И., Федорович Е.Д. Гидравлическое сопротивление дистанционирующих элементов из муфт для пучков стержневых твэлов // Теплоэнергетика. 1979. № 12. С. 36 – 40.

Справочник по гидравлике

357. Корягин В.С., Гинзбург Я.Л., Штейнберг М.О. Коэффициенты гидравлического сопротивления тарельчатых клапанов, работающих в стесненных условиях // Теплоэнергетика. 1981. № 3. С. 73 – 74.
358. Костюк Г.Ф. Гидравлическое сопротивление твердой фазы в псевдосжиженном состоянии // Изв. вузов. Нефть и газ. 1966. № 11. С. 16 – 21.
359. Коузов П.А. Сравнительная оценка циклонов различных типов // Обеспыливание в металлургии. М., 1971. С. 185 – 196.
360. Коузов П.А. Циклоны ЛИОТ с водяной пленкой. Л., 1953. 53 с.
361. Коченов И.С., Новосельский О.Ю. Гидравлическое сопротивление каналов с проницаемыми стенками // Инж.-физ. журн. 1969. Т. 16. № 3. С. 405 – 412.
362. Коченов И.С., Ромадонов В.Л. Коэффициент сопротивления при течении жидкости с оттоком через пористую стенку // Инж.-физ. журн. 1959. Т. 2. № 11. С. 78 – 80.
363. Кошелев И.И., Эскин Н.Б., Абрютнина Н.В. О гидравлическом сопротивлении изогнутых труб малого диаметра из нержавеющей стали при изотермическом течении жидкости // Изв. вузов. Энергетика. 1967. № 2. С. 64 – 69.
364. Кравчук А.И. Определение коэффициента гидравлического трения в перфорированных сборных трубопроводах // Гидравлика и гидротехника. Киев. 1984. Вып. 38. С. 32 – 36.
365. Крапивин А.М. Гидравлическое сопротивление однорядного продольного трубного пучка, обтекаемого плоскопараллельным потоком газа // Теплоэнергетика. 1972. № 6. С. 30 – 34.
366. Краснов Н.С. О коэффициенте сопротивления сеток с квадратными ячейками в области малых чисел Рейнольдса. М., 1971. С. 64 – 66 (Труды Коломенского фил. ВЗПИ. Вып. 5).
367. Кремис С.А. К определению гидравлических сопротивлений в обратных клапанах // Известия вузов. Строительство и архитектура. 1963. № 1. С. 65 – 70.
368. Кривицкая Н.А. Исследование равномерности распределения приточного воздуха из индустриальных воздуховодов постоянного сечения с дисковыми плафонами: дисс.... канд. техн. наук / Белорус. политехн. ин-т. Минск. 1972. 148 с.
369. Кривошеин Б.В. и др. Численные решения уравнений, описывающих неизотермические течения реального газа в трубопроводах // Инж.-физ. журн. 1967. Т. 13. № 4. С. 542 – 548.
370. Крупкин Г.Я. Исследование изменения сопротивления трения в металлических воздуховодах в зависимости от условий их эксплуатации: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1970. 146 с.
371. Кудрявцева З.М. Исследование движения пылегазовой смеси в трубе // Инж.-физ. журн. 1966. Т. 10. № 1. С. 78 – 85.
372. Кудряшев Л.И., Филиппов Г. В. О смешанном пограничном слое на входном участке круглой трубы // Сб. науч. тр. Куйбыш. ин-дустр. ин-та. 1959. Вып. 8. С. 7 – 12.
373. Кузменко Л.М. Обобщение формулы Борда—Карно на случай смешения двух пото-ков с неравномерным скоростным полем // Гидромеханика. Республ. межвуз. сб. АН УССР. Киев, 1979. Вып. 40. С. 39 – 43.
374. Кузнецов Б.Я. Аэродинамические исследования цилиндров // Труды ЦАГИ. М., 1931. Вып. 98. 50 с.
375. Кузнецов Б.Я. Лобовое сопротивление тросов, проволок, тендеров и авиационных лент // Труды ЦАГИ. М., 1931. Вып. 97. 45 с.
376. Кузнецов Л.А., Рудомино Б.В. Конструирование и расчет трубопроводов теплосиловых установок. М., 1949. 215 с.
377. Кузнецов Н.В., Щербаков А.З. Экспериментальное определение теплопередачи и аэродинамических сопротивлений чугунного ребристого воздухоподогревателя // Известия ВТИ. 1951. № 2. С. 51 – 55.
378. Кузнецов Н.В., Щербаков А.З., Титова Е.Я. Новые расчетные формулы для аэродинамического сопротивления поперечно-обтекаемых пучков труб // Теплоэнергетика. 1954. № 9. С. 27 – 32.
379. Кузьмин Ю.М. Формула для определения потерь напора в металлических сетках // Водоснабжения и сан. техника. 1966. № 2. С. 27 – 29.
380. Кулиев С.М., Есьман Б.И., Ахундов У.Х. Экспериментальное определение гидравлических потерь в концентрическом кольцевом пространстве // Нефт. хоз-во. 1967. № 12. С. 12 – 15.
381. Курбанов А.З., Крейнин Е.В., Бергауз А.Л. Исследование гидродинамики и теплообмена единичных сеток // Инж-физ. ж-л. 1981. Т. 40. № 5. С. 916 – 918.
382. Кэмпбелл Д., Слеттерн Ц. Течение в начальном участке трубы // Технич. механика. 1963. Т. 85. № 1 (русск. пер. Trans. ASME, ser. D). С. 51 – 57.
383. Лаатс М.К. Экспериментальное исследование динамики пылевоздушной струи // Инж.-физ. журн. 1966. Т. 10. № 1. С. 11 – 15.
384. Латышенков А.М. Результаты натуральных гидравлических исследований водопроводного канала // Труды гидравл. лаб. Всес. н.-и. ин-та Водгео. 1963. Сб. 10. С. 247 – 254.
385. Левин А.М., Малая Э.М. Исследование гидродинамики потока при внезапном расширении // Труды Гос. проект.-исслед. ин-та Востокгипрогаз. 1969. Вып. 1. С. 41 – 47.
386. Левин Б.М. Местные потери входа при всасывании грунта под водой // Труды Моск. ин-та инж. ж.-д. трансп. 1959. Вып. 122. С.281 – 312.
387. Левин В.Б., Чененков А.И. Экспериментальное исследование турбулентного течения электропроводной жидкости в трубе в продольном магнитном поле // Магнитная гидродинамика. 1966. № 4. С. 147 – 150.
388. Левин С.Р. Гидравлическое сопротивление сварных крестовин и тройников // Водоснабжение и сантехника. 1961. № 4. С. 10 – 13.
389. Левин С.Р. Деление потоков в трубопроводах // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1948. № 1. (3). С. 86 – 103.
390. Левин С.Р. Новый метод теоретического определения гидравлических сопротивлений при смешении потока в трубопроводах // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1955. № 6. С. 119 – 140.
391. Левин С.Р. Смешение потоков в крестообразных соединениях трубопроводов // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1954. № 5. С. 80 – 95.
392. Левин С.Р. Сопротивление тройников вытяжных воздуховодов // Отопление и вентиляция. 1940. № 10 – 11. С. 5 – 10.
393. Левин С.Р. Соударение потоков несжимаемой жидкости в трубопроводах // Труды ЛТИ им. С. М. Кирова. 1958. № 8. С. 89 – 103.
394. Левкоева Н.В. Зависимость коэффициентов местных сопротивлений трубопроводной арматуры от числа Рейнольдса / Труды МАИ. 1961. Вып. 143. С. 131 – 139.
395. Левкоева Н.В. Исследования влияния вязкости жидкости на местные сопротивления: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1959. 186 с.
396. Левкоева Н.В. К вопросу об определении потерь напора в местных сопротивлениях // Исследования в области теоретической и прикладной аэродинамики / Труды МАИ. 1959. Вып. 111. С. 155 – 160.
397. Левченко Ю.Д. и др. Гидродинамика в кольцевом зазоре с продольными ребрами // Жидкие металлы. М., 1967. С. 102 – 110.
398. Лейбензон Л.С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде. М., 1947. 150 с.

Справочник по гидравлике

399. Лейбензон Л.С. Собрание трудов. Т. 3. / АН СССР. М., 1955. С. 3 – 13.
400. Лельчук В.Л., Елфимов Г.И. Гидравлическое сопротивление при адиабатическом турбулентном течении сжимаемого газа с дозвуковой скоростью в цилиндрической трубе // Тепло- и массоперенос. Т. 1. М., 1968. С. 479 – 488.
401. Лемб Г. Гидродинамика. М., 1947. 690 с.
402. Лешуков В.С., Низовцев В.М. Исследование влияния средств интенсификации теплоотдачи на характер распределения температуры по объему пластинчато-ребристого теплообменника. // В сб.: Труды ВИКИ им. А.Ф. Можайского. Л.:1979. Вып. 591. С. 58 – 62.
403. Лисейкин И.Д. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление мембранных конвективных поверхностей нагрева // Теплоэнергетика. 1984. № 12. С. 66 – 69.
404. Лобаев Б.Н. Новые формулы расчета труб в переходной области // Новое в строительной технике. Киев, 1954. С. 24 – 31.
405. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М., 1973. 904 с.
406. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 5-е изд., перераб. М., 1978. 736 с.
407. Локшин В.А., Лисейкин И.Д. Исследование и расчет аэродинамики мембранных конвективных поверхностей нагрева // Теплоэнергетика. 1971. № 9. С. 35 – 37.
408. Локшин В.А., Лисенкин И.Д., Аронов Д.И. Исследование и расчет теплоотдачи и аэродинамических сопротивлений коридорных пучков труб // Теплоэнергетика. 1975. № 1. С. 75 – 77.
409. Локшин В.А., Мочан С.И., Фомина В.Н. Обобщение материалов по аэродинамическим сопротивлениям шахматных поперечно-омываемых пучков труб // Теплоэнергетика. 1971. № 10. С. 41 – 48.
410. Локшин И.Л., Газирбекова А.Х. Работа диффузоров, установленных за центробежными вентиляторами // Промышленная аэродинамика. 1955. Сб. № 6. С. 127 – 152.
411. Луговский С.И., Андрианов И.С. Очистка газов, отходящих от вагранок и электросталеплавильных печей. М., 1972. 175 с.
412. Лукаш А.Ю. Исследование сопротивлений трубопроводов систем водяного отопления: Дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1967. 172 с.
413. Лыжин О.В. Дроссельные устройства в потоке сжимаемого газа // Инженерный журнал. 1965. № 4. С. 641 – 649.
414. Любанов В., Чакъров Т. Обобщено течение на Мазес // Теоретична и прилежно механика / Болгарска Акад. на Науките. 1980. № 2. С. 54 – 57.
415. Лятхер В.М. Анализ и выбор расчетных формул для коэффициента трения в трубах // Сб. статей студенческого научного общества. МЭИ. М., 1954. С. 78 – 85.
416. Лятхер В.М., Прудовский А.М. Гидродинамическое моделирование. М., 1984. 392 с.
417. Ляхов В.К., Кугай В.И. Экспериментальное исследование влияния температурного фактора на теплообмен и гидравлическое сопротивление при турбулентном движении воздуха в области автомодельного режима шероховатых труб // Тепло- и массоперенос. М., 1968. Т. 1. С. 534 – 538.
418. Мазо А.С. Аэродинамические характеристики кольцевых конических диффузоров. М., 1980. 6 с. Деп. в НИИавтопроме. № 496.
419. Мазо А.С. Экспериментальное исследование структуры течения в кольцевом криволинейном диффузоре с поворотом потока // Тр. НАМИ. 1979. Вып. 176. С. 151 – 160.
420. Мазуров Д. Я., Захаров Г.В. Исследование некоторых вопросов аэродинамики трубных змеевиков // Теплоэнергетика. 1969. № 2. С. 39 – 42.
421. Макаров А.Н., Шерман М.Я. Расчет дроссельных устройств. М., 1953. 283 с.
422. Максименко А.В. К вопросу об учете взаимного влияния фасонных частей при гидравлическом расчете систем вентиляции // Судостроение. 1959. № 8. С. 35 – 40.
423. Малевич Ю.А., Легкий В.М. Аэродинамическое сопротивление одиночных оребренных труб в поперечном потоке воздуха // Изв. вузов. Энергетика. 1966. № 7. С. 116 – 120.
424. Малков М.П., Павлов К.Ф. Справочник по глубокому охлаждению. М., 1947. 411 с.
425. Мальцев М.В. Гидравлические потери при движении многофазных смесей по вертикальным трубам // Сб. тр. Моск. инж.-строит. ин-та. 1963. Вып. 45. С. 31 – 53.
426. Марков Ю.А., Смолдырев А.Е. О гидравлических сопротивлениях при движении гидросмеси восходящими потоками в трубах // Изв. АН СССР. Механика. 1965. № 5. С. 182 – 184.
427. Марон В.И., Роев Г.А. Коэффициент гидравлического сопротивления плоскосворачиваемой трубы // Труды Моск. ин-та нефтехим. и газ. пром-ти. М., 1972. Вып. 101. С. 108 – 113.
428. Марьямов Н.Б. Расчет трубчато-пластинчатых и трубчато-ребристых радиаторов // Труды ЛПИ. Л., 1946. № 18. 215 с.
429. Марьямов Н.Б. Экспериментальное исследование и расчет авиационных радиаторов // Труды ЦАГИ. М., 1938. № 367. 230 с.
430. Масеев М.М., Бать А.А., Хохлова Л.Н. Аэродинамическое сопротивление группы цилиндров // Науч. тр. Ин-та механики МГУ. 1970. № 4. С. 23 – 32.
431. Маяцкий Г.А., Новичкова О.Г. Формула для расчета коэффициента сопротивления при неизотермическом движении жидкости // Изв. вузов. Энергетика. 1959. № 10. С. 95 – 97.
432. Мергертройд В. Экспериментальные МГД-течения в каналах. М., 1963. С. 196 – 201.
433. Мигай В.К. Гидравлическое сопротивление треугольных каналов в ламинарном потоке // Изв. вузов. Энергетика. 1963. № 5. С. 122 – 124.
434. Мигай В.К. К исследованию оребренных диффузоров // Теплоэнергетика. 1962. № 10. С. 33 – 39.
435. Мигай В.К. О влиянии начальной турбулентности на эффективность диффузорных течений // Изв. вузов. Энергетика. 1966. № 2. С. 131 – 136.
436. Мигай В.К. О расчете потерь в диффузорах с отрывом потока // Теплоэнергетика. 1983. № 9. С. 38 – 40.
437. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия. Ленингр.отд-ние, 1980. 144 с.
438. Мигай В.К. Уменьшение вихревых потерь в каналах // Теплоэнергетика. 1979. № 7. С. 49 – 51.
439. Мигай В.К., Гудков Э.И. Некоторые способы уменьшения потерь в элементах котельных газовоздухопроводов // Труды ЦКТИ. 1971. Вып. 110. С. 40 – 46.
440. Мигай В.К., Гудков Э.И. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л., 1981. 272 с.
441. Мигай В.К., Носова И.С. Об уменьшении сопротивления плохообтекаемых тел // Теплоэнергетика. 1980. № 8. С. 60 – 63.
442. Мигай В.К., Носова И.С. Уменьшение вихревых потерь в каналах // Теплоэнергетика. 1977. № 7. С. 49 – 51.
443. Миллионщиков М.Д. Турбулентные течения в пограничном слое и в трубах. М., 1969. 28 с.
444. Миллионщиков М.Д. Турбулентные течения в пристеночном слое и в трубах // Атомная энергия. 1970. Т. 28. Вып. 3. С. 207 – 219.
445. Миллионщиков М.Д. Турбулентные течения в трубах некруглого сечения // Атомная энергия. 1970. Т. 29. Вып. 1. С. 16 – 18.

Справочник по гидравлике

446. Минский Е.М. О турбулентной фильтрации в пористых средах // ДАН СССР. 1951. Т. 78. № 3. С. 85 – 93.
447. Минский Е.М., Корчажкин М.П. К расчету пропускной способности циклонных сепараторов // Газовая промышленность. 1956. № 11. С. 21 – 25.
448. Минц Д.М., Шуберт С.А. Гидравлика зернистых материалов. М., 1955. 112 с.
449. Митрохович А.И. Сопротивление и пропускная способность гладкостенных полиэтиленовых дренажных труб, бывших в эксплуатации // Гидротехн. и мелиор. торф. почв. 1969. Т. 4. № 2. С. 83 – 89.
450. Михеев В.П., Гоман В.Г. Неизотермическое течение газа в канале переменного сечения // Изв. вузов. Энергетика. 1969. № 7. С. 89 – 95.
451. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М., 1977. 344 с.
452. Михеев М.А., Филимонов С.С., Хрусталев Б.А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при движении воды в трубах // Конвективный и лучистый теплообмен. М., 1960. С. 33 – 55
453. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. Ч. I. М., 1965. 640 с. Ч. II. М., 1967. 720. с.
454. Морозов Д.И. Оптимальная степень внезапного расширения канала // Гидромеханика / Труды Харьковского университета. 1966. Вып. 4. С. 53 – 55.
455. Мочан С.И. Местные сопротивления при движении двухфазных смесей // Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. М.; Л., 1961. С. 1 – 38.
456. Мурашкевич Ф.И. Эффективность пылеулавливания турбулентным промывателем // Инж.-физ. ж-л. 1959. Т. 2. № 11. С. 825 – 829.
457. Мурин Г.А. Гидравлическое сопротивление прямоточных вентилей // Отопление и вентиляция. 1941. № 5. С. 25 – 30.
458. Мурин Г.А. Гидравлическое сопротивление стальных нефтепроводов // Нефт. хоз-во. 1951. № 4. С. 15 – 19.
459. Мурин Г.А. Гидравлическое сопротивление стальных труб // Изв. ВТИ. 1948. № 10. С. 21 – 27.
460. Назарчук М.М., Панченко В.Н. Поверхностное трение при адиабатном течении сжимаемого газа в трубах // Инж.-физ. журн. 1969. Т. 16. № 5. С. 835 – 842.
461. Невельсон М.И. Центробежные вентиляторы. М., 1954. 335 с.
462. Нейков О.Д., Алексеев А.Г., Коваль В.И. Местные сопротивления и турбулентность при слиянии и разделении воздушных потоков // Труды н.-и. ин-та по вентиляции и очистке воздуха на горнорудн. пред. 1969. Вып. 5. С. 37 – 45.
463. Неймарк Л.И. Исследование сопротивления тройников высокоскоростных приточных систем кондиционирования воздуха // Кондиционирование воздуха / Труды н.-и. инж. сан.-техн. 1966. Вып. 18. С. 139 – 150.
464. Некоторые результаты исследования гидравлических сопротивлений труб с двусторонним стеклоэмалевым покрытием / О.К. Ревунов, В.Ф. Бутурлин, Н.А. Дмитриенко, И.Ф. Рубашкин // Техника полива и режим орошения сельхозкультур. Новочеркасск, 1982. С. 55 – 61.
465. Некрасов Б.Б. Гидравлика. М., 1954. 290 с.
466. Нельсон, Янг, Хадсон. Расчет осесимметричного профилированного диффузора с отсосом пограничного слоя // Энергетические машины и установки / Тр. Американского об-ва инженеров-механиков (русск. пер.). М. 1975. № 1. С. 137 – 144.
467. Низовцев В.М. Сычев И.А. Курс лекций по дисциплине гидравлика и основы аэродинамики. С-Пб.: ВИККА им. А.Ф. Можайского, 1992. 170 с.
468. Низовцев В.М. Экспериментальное исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в компактных пластинчато-ребристых теплообменниках: Теплофизические проблемы промышленного производства. // Тезисы докладов Международной теплофизической школы. Тамбов, 1992, С. 121.
469. Никитин И.К. Обобщение полуэмпирической теории турбулентности на течение у шероховатых поверхностей с различными режимами проявления шероховатостных свойств // Турбулентные течения. М., 1970. С. 62 – 69.
470. Никурадзе И. Закономерности турбулентного движения в гладких трубах // Проблемы турбулентности / Под ред. М.А. Великанова и Н.Г. Швейковского. М., 1936. С. 75 – 150.
471. Новиков И.И., Воскресенский К.Д. Прикладная термодинамика и теплопередача. М., 1961. 760 с.
472. Новиков М.Д. Аэродинамическое сопротивление сдвоенных поворотов газовоздухопроводов котлов // Труды ЦКТИ. 1971. Вып. 110. С. 53 – 60.
473. Носова М.М. Сопротивление входных и выходных раструбов с экранами // Промышленная аэродинамика. М., 1956. № 7. С. 95 – 100.
474. Носова М.М., Барнакова Т.С. Сопротивление входных и выходных отверстий в присутствии проходящего потока // Промышленная аэродинамика. 1959. № 15. С. 20 – 37.
475. Носова М.М., Тарасов Н.Ф. Сопротивление приточно-вытяжных вентиляционных шахт // Промышленная аэродинамика. 1959. № 12. С. 197 – 215.
476. О гидравлическом сопротивлении решетчатых и дырчатых тарелок / В.В. Дильман, Е.П. Даровских, М.Э. Аэров, Л.С. Аксельрод // Химическая промышленность. 1956. № 3. С. 156 – 161.
477. Обобщение данных по гидравлическому сопротивлению в винтообразно-профилированных трубах / Ю.Н. Боголюбов, Ю.М. Бродов, В.Т. Булгаев и др. // Изв. вузов. Энергетика. 1980. № 4. С. 71 – 73.
478. Обобщение материалов по аэродинамическому сопротивлению поперечно-омываемых гладкотрубных пучков / И.С. Мочан, В.Н. Фомина, П.И. Микушкина, Е.Я. Титова // Теплоэнергетика, 1985. № 11. С. 14 – 20.
479. Овчинников О.Н. Влияние входного профиля скоростей на работу диффузоров // Труды Ленинградского политехнического ин-та. 1955. № 176. С. 45 – 53.
480. Одельский Э.Х. О волновом сопротивлении в газопроводах // Изв. вузов. Энергетика, 1958. № 4. С. 81—83.
481. Ослянский Я.Л. Потери напора во всасывающей трубе землесоса при работе на водогрунтовой смеси // Труды Ленингр. ин-та водн. трансп. 1968. Вып. 119. С. 135 – 142.
482. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / В.Н. Богословский, В.П. Щеглов, Н.Н. Разумов. М.: Стройиздат, 1980. 295 с.
483. Оффенгенден Ю.С. Абсолютная и эквивалентная шероховатость труб из пластических материалов // Вопр. гидравлики. М., 1969. С. 120 – 125 / Труды МГМИ.
484. Оффенгенден Ю.С. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов // Гидротехника и мелиорация. 1972. № 1. С. 24 – 28.
485. Очистка промышленных газов от пыли / В.Н. Ужов, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков, И.К. Решидов. М., 1981. 390 с.
486. Павлов Г.Г. Аэродинамика технологических процессов и оборудования текстильной промышленности. М., 1975. 152 с.
487. Павлов О.В. Экспериментальные исследования гидравлических сопротивлений в пластмассовых трубах // Движение гидро- и аэросмесей горных пород в трубах. М., 1966. С. 108 – 110.
488. Павлухин А.В. О расчете аэродинамических сопротивлений комбинаций створчатых клапанов с другими местными со-

Справочник по гидравлике

противлениями // Труды ин-тов охраны труда ВЦСПС. 1967. Вып. 48. С. 130 – 145.
489. Панчурин Н.А. Обобщение теоремы Борда – Карно о потере напора при внезапном расширении на случай нестационарного течения // Труды Ленингр. ин-та водн. трансп. 1964. Вып. 51. С. 34 – 39.
490. Параска Д.И. Методика улучшения гидравлических характеристик изогнутых напорных каналов на основе визуализации потоков двулучепреломляющей жидкости: Дис. ... канд. техн. наук. Л., 1982. 146 с.
491. Певз Г.Д., Держинкевич И.Б. Исследование лобового сопротивления расстрелов нового вида шахтных стволов // Разработка рудн. месторождений / Респ. межвед. сб. науч. тр. Киев., 1969. Вып. 2 (27). С. 60 – 68.
492. Пермяков Б.А. Влияние числа витков на аэродинамику змеевиков из спирально-изогнутых труб // Промышленная теплотехника. Киев. 1984. Т. 6. № 2. С. 21 – 22.
493. Пермяков Б.А., Рындин Г.Н. Определение коэффициентов сопротивления спирального трубопровода при пневмотранспорте пыли АШ // Докл. на конференции научно-техн. об-ва энерг. и электр. пр-сти при ВТИ. М., 1969. С. 37 – 43.
494. Петров Г.А. Гидравлика переменной массы (Движение жидкости с изменением расхода вдоль пути). Харьков, 1964. 224 с.
495. Петровский Ю.В., Фастовский В.Г. Современные эффективные теплообменники.-М.: Госэнергоиздат, 1962. 256 с.
496. Петрухно А.И. Суммарный коэффициент сопротивления гибких трубопроводов с участком пульсаций стенок // Вопросы гидротехн. и гидравлики. Киев, 1969. С. 35 – 41.
497. Петрянов И.В., Козлов В.И., Басманов П.И., Огородников Б.И. Волокнистые фильтрующие материалы ФП. М., 1968. 78 с.
498. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. М., 1967. 412с.
499. Петухов Б.С., Краснощеков Е.А. Гидравлическое сопротивление при вязком неизотермическом движении жидкости в трубах // ЖТФ, 1958. Т. 28. Вып. 6. С. 1207 – 1209.
500. Пирумов А.И. Аэродинамические основы инерционной сепарации. М., 1961. 170 с.
501. Пирумов А.И. Обеспыливание воздуха. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1981. 296 с.
502. Пирумов А.И. Рекомендации по проектированию очистки воздуха в системах приточной вентиляции и кондиционирования воздуха / ЦНИИпромзданий. М., 1972. С. 60 – 90.
503. Писаревский В.М., Пономаренко Ю.Б. Об изменениях плотности и давления газа в местных сопротивлениях трубопроводов // Изв. вузов. Машиностроение. 1979. № 8. С. 66 – 70.
504. Платон В.П. Влияние шероховатости на сопротивление жидкости при ее движении по трубам // Науч. прогресс вопр. мелиор. Кишинев, 1972. С. 53 – 58.
505. Повх И.Л., Погребняк В.Г., Торяник А.И. Сопротивление при турбулентном течении растворов полимеров и мицелообразующих поверхностно-активных веществ // Инж.-физ. журн. 1979. Т. 37. № 5. С. 793 – 797.
506. Повх И.Л., Ступин А.Б. Экспериментальное исследование турбулентного течения водных растворов полимеров в трубе // Инж. -физ. журн. 1972. Т. 22. № 1. С. 59 – 65.
507. Полоцкий Н.Д. О возникновении вторичных потоков при движении жидкости по изогнутому каналу // Труды Всес. н.-и. ин-та гидромашиностр. 1961. Вып. 29. С. 60 – 70.
508. Полоцкий Н.Д. Результаты исследования потока в плоских криволинейных диффузорах // Тр. Всес. ин-та гидромашиностроения. 1962. Вып. 31. С. 3 – 17.
509. Полоцкий Н.Д. Энергетические характеристики криволинейных диффузоров // Энергомашиностроение. 1964. № 3. С. 12 – 16.
510. Полубояринов Ю.Г., Яковлев Н.А. Коэффициенты местных сопротивлений непрямоточных конусных вентилей при ламинарном режиме движения жидкости // Труды ЛПИ. 1966. № 274. С. 120 – 128.
511. Прандтль Л. Гидроаэродинамика. М., 1953. 520 с.
512. Прандтль Л. Результаты работ последнего времени по турбулентности // Проблемы турбулентности / Под ред. М. А. Великанова и Н.Г. Швейковского. М., 1936. С. 9 – 34.
513. Прегер Е.А., Самойленко Л.А. Исследование гидравлического сопротивления трубопроводов при переходном режиме движения жидкостей и газов. Исследования по водоснабжению и канализации // Труды ЛИСИ. Л., 1966. Вып. 50. С. 27 – 39.
514. Промышленная аэродинамика / БНИ МАП. М., 1956. № 6. 181 с.
515. Промышленная аэродинамика // Тр. ЦАГИ. М., 1954. Сб. № 7 (воздуховоды). 154 с.
516. Промышленная аэродинамика. М., 1956. Сб. № 7. 154 с.
517. Прузнер А.С. Сопротивление тройников при работе на нагнетании // Современные вопросы вентиляции. М., 1941. С. 41 – 60.
518. Рабинович Б.В. Введение в литейную гидравлику. М., 1966. 320 с.
519. Рассохин Н.Г., Швецов Р.С., Мельников В.Н. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления при течении пароводяной смеси в кольцевых каналах с внутренней тепловыделяющей поверхностью // Труды Моск. энерг. ин-та. 1965. Вып. 73. С. 73 – 78.
520. Расчет коэффициентов гидравлического сопротивления при турбулентном течении жидкости в каналах некруглого сечения / М.Х. Ибрагимов, Н.А. Юсупов, Л.Л. Кобзарь и др. // Атомная энергия, 1967. Т. 23. Вып. 4. С. 300 – 305.
521. Рахматулин Х.А. и др. К теории пневмотранспотра в горизонтальной трубе // Докл. АН УзССР. 1967. № 4. С. 6 – 9.
522. Рекин А.Д. Гидравлическое сопротивление при разделении потока жидкости по двум параллельным каналам с произвольным соотношением расходов // Инж.-физ. ж-л. 1981. Т. 11. № 5. С. 842 – 847.
523. Рекк Е.В. Сравнительная оценка тканей, применяющихся для очистки воздуха от пыли в вентиляционных фильтрах // Отопление и вентиляция. 1934. № 4. С. 10 – 15.
524. Рено, Джонстон, Клайн. Характеристики и расчет плоских диффузоров с прямой осью // Теорет. основы инж. расч. / Труды Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.) М., 1967. Т. 89. Сер. Д. №3. С. 160 – 172.
525. Реттер Э.И. Аэродинамика бесформенных промышленных зданий // Микроклимат зданий и задачи теплофизики. М., 1963. С. 6 – 25.
526. Риман И.С. О сопротивлении трения при течении жидкости в трубах некруглого сечения // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1(33). С. 190 – 195.
527. Риман И.С. Продольное обтекание пучка стержней гидравлически нестабилизированным потоком // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1(33). С. 171 – 180.
528. Рисович А.И. Экспериментальное исследование эффективности оребрения обтекаемой формы для регенераторов ГТУ. // Инженерно-физический журнал. 1960. Т. 3. № 5. С. 24 – 30.
529. Рихтер Г. Гидравлика трубопроводов. М., 1936. 340с.
530. Рихтер Л.А. Тяга и дутье на тепловых электростанциях. М., 1962. 200 с.
531. Розовский И.Л. Движение воды на повороте открытого русла / АН УССР. Киев, 1957. С. 41 – 47.

Справочник по гидравлике

532. Розовский И.Л., Залуцкий Э.В. О балансе энергии в равномерном турбулентном потоке // Гидравлика и гидротехн. Респ. межвед. н.-техн. сб. Киев, 1969. № 8. С. 16 – 23.
533. Розовский И.Л., Левин А.М. Про безвідриваний рух стискуваного газу в дифузорі при дозвукових швидкостях // Доповіді АН УССР, від. техн. н. 1948. № 4. С. 50 – 55.
534. Ролле Н.Л. Коэффициенты сопротивления и расхода кольцевого затвора // Гидротехническое строительство. 1953. № 4. С. 18 – 23.
535. Романенко П.Н., Леонтьев А.И., Обливин А.Н. Исследование сопротивления и теплообмена при движении воздуха в диффузорах и конфузорах // Тепло- и массоперенос. М.; Л., 1963. Т. 3. С. 349 – 360.
536. Румшиский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента: Справочное руководство. М.: Наука, 1971. 192 с.
537. Рычагов В.В., Шольц М.Е. Взаимное влияние местных сопротивлений в напорных коммуникациях насосных станций: Экспресс-информация / ЦБНТИ Минводхоза СССР. 1970. Сер. 6. Вып. 2. 20 с.
538. Савельев П.А., Воскресенский Ю.С. Исследование гидравлического сопротивления спирально-профилированных труб при больших числах Рейнольдса // Изв. вузов. Энергетика. 1981. № 5. С. 73 – 77.
539. Савин Н.М. Экспериментальное исследование зависимости предельного угла раскрытия плоского диффузора от относительной длины, чисел Re и λ // Лопаточные машины и струйные аппараты. М., 1970. Вып. 4. С. 10 – 16.
540. Савостин А.Ф., Тихонов А.М. Исследование характеристик теплопередающих элементов с короткими пластинчатыми ребрами // Инженерно-физический журнал. 1971. Т. 21. № 4. С. 713 – 721.
541. Сакс С.Е. Гидравлические сопротивления при турбулентном движении многодисперсных аэрозолей // Инж.-физ. журн. 1968. № 4. Т. 14. С. 327 – 333.
542. Самойленко Л. А. Исследование гидравлических сопротивлений трубопроводов в зоне перехода ламинарного движения в турбулентное: Дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛИСИ, 1968. 172 с.
543. Сарпкая Т., Гаррисон Ц. Образование вихря и сопротивление в неустановившемся потоке // Прикладная механика. М., 1963. Т. 30. С.Е. № 1. С. 75 – 85 (рус. пер.).
544. Свирский Г.Э., Платон В.П. Сопротивление при течении жидкости в гладких цилиндрических трубах // Науч. прогресс вопр. мелиор. Кишинев, 1972. С. 58 – 63.
545. Седач В.С., Муслин Б.К., Коваленко А.А. Гидравлические потери при пульсирующем течении газа через диффузор в виде улитки // Изв. вузов. Энергетика. 1969. № 1. С. 128 – 132.
546. Седов Л.И. Методы подобия и размерностей в механике. М., 1967. 428 с.
547. Секундов А.Н. Универсальная связь между потерями, турбулизацией и смешением в цилиндрическом канале // Турбулентные струйные течения. Таллин, 1982. С. 104 – 108.
548. Симуни Л.И. Влияние неизотермичности на отрыв в плоском диффузоре // Тр. Ленинградского политехнич. ин-та. 1966. № 265. С. 21 – 23.
549. Синельщиков В.С., Смирнова Г. Н. Расчет коэффициента сопротивления для искусственно закрученного потока в шероховатых трубах // Гидравлика и гидротехника. Респ. межвед. н.-т. сборник. Киев, 1980. Вып. 30. С. 65 – 70.
550. Скобельцын Ю.А., Башилов Е.Б., Геллер З.И. Истечение жидкости из внешних цилиндрических капиллярных насадков // Изв. вузов. Нефть и газ. 1971. № 10. С. 80 – 84.
551. Скобельцын Ю.А., Межидов В.Х., Геллер З.И. Истечение жидкости из внутренних цилиндрических насадков при несовершенном сжатии, вызванном экраном или скосом торца // Изв. вузов. Нефть и газ. 1967. № 9. С. 71 – 74.
552. Скобельцын Ю.А., Хомутов П.В. Взаимное влияние различных по конфигурации прохода запорных устройств при низких числах Рейнольдса // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1972. № 7. С. 62 – 65.
553. Скребков Г.П. Гидравлическое сопротивление прямоугольных русел со стенками разной шероховатости // Изв. вузов. Энергетика. 1978. № 12. С. 110 – 115.
554. Скребков Г.П. Каналы и русла с переменным трением на периметре и их гидравлический расчет // Гидравлика и теплообмен при равномерном движении жидкости в каналах. Чебоксары: Чувашский госуниверситет, 1980. С. 3 – 28.
555. Скребков Г.П., Ложкин С.Н. Применение принципа Ле-Шателье к расчету равномерного потока в каналах из упакованных стержней // Теплофизика высоких температур. 1985. Т. 23 № 4. С. 748 – 753.
556. Слезкин Н.А. Динамика вязкой жидкости. М., 1955. 519 с.
557. Слисский П.М. Методические рекомендации к расчету трубопроводов на ЭВМ и коэффициент гидравлического трения в переходной зоне // Сб. научно-метод. статей по гидравлике. М., 1983. С. 31 – 44.
558. Снижение гидравлических потерь заглушающими добавками поверхностно-активных веществ / В.М. Добрыченко, В.Г. Лобачев, И.Л. Повх, А.Е. Эйдельман // Инж.-физ. ж-л. 1976. Т. 30. № 2. С. 240 – 245.
559. Снижение сопротивления плохообтекаемых тел с помощью продольных выемок / Б. Квасе, Ф. Ховард, Л. Вейнстейн, Д. Бушнелл // Ракетная техника и космонавтика. 1981. Т. 19. № 6. С. 124 – 126.
560. Современное состояние гидроаэродинамики вязкой жидкости / Под ред. С. Гольштейна. М., 1948. Т. 1. 320 с.
561. Современные конструкции трубопроводной арматуры: Справочное пособие / Под ред. Ю. М. Котелевского. М., 1970. 250 с.
562. Солодкин Е.Е., Гиневский А.С. К вопросу о влиянии начальной неравномерности на характеристики диффузорных каналов // Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 12. С. 168 – 180.
563. Солодкин Е.Е., Гиневский А.С. Стабилизированное турбулентное течение вязкой жидкости в плоском диффузорном канале при малых углах раскрытия // Труды БНИ МАП. 1958. Вып. 728. С. 26 – 39.
564. Солодкин Е.Е., Гиневский А.С. Турбулентное неизотермическое течение вязкого сжимаемого газа в начальных участках осесимметричных и плоских расширяющихся каналов с нулевым градиентом давления // Тепло- и массоперенос. Минск, 1965. Т. I. С. 189 – 202.
565. Солодкин Е.Е., Гиневский А.С. Турбулентное течение в начальном участке диффузорного канала // Труды БНИ МАП. 4958. Вып. 728. С. 1 – 25.
566. Солодкин Е.Е., Гиневскнй А.С. Турбулентное течение вязкой жидкости в начальных участках осесимметричных и плоских каналов // Труды ЦАГИ. М., 1957. Вып. 701. 55 с.
567. Сосин М.Л., Неймарк Л.И. Аэродинамические характеристики прямых приточных крестовин // Исслед., расчет, проектирование сан.-техн. систем / АН СССР. М., 1970. Вып. 2. 150 с.
568. Сотников А.Г., Саидова Д.З. Исследование отдельных узлов системы кондиционирования воздуха // Санитарная техника. Доклады ко 2-й научной конференции молодых ученых-строителей / Труды ЛИСИ. 1967. С. 115 – 120.
569. Сочилов В.В. Исследование потерь напора в местных сопротивлениях при транспортировании гидросмеси // Сб. тр. Моск. ин-ж.-строит. ин-та, 1963. Вып. 45. С. 43 – 48.

Справочник по гидравлике

570. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П.Г. Киселева. 4-е изд. М., 1972. 312 с.
571. Справочник по пыле- и золоулавливанию / М. И. Биргер, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков, В.Ю. Падва, А.А. Русанов, И.И. Урбах. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1983. 312 с.
572. Справочник по теплофизическим свойствам жидкостей и газов / Под ред. Н. Б. Варгафтика. М., 1972. 720 с.
573. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений, Ч. II / Под общей ред. И.Г. Староверова. М., 1969. 536 с.
574. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Под ред. И.Г. Староверова. М., 1978. Ч. 2. 510 с.
575. Справочник химика. Т. 1. М., 1951. 1072 с.
576. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Б.Б. Некрасова. 2-е изд. перераб. и доп. Высшая школа., Минск: 1985. 382 с.
577. Стасюлявичюс Ю.Л., Самошко П.С. Теплообмен и аэродинамика шахматных пучков труб в поперечном потоке воздуха // Ин-ж.-физ. ж-л. 1964. Т. 8. № 11. С. 10—15.
578. Стеменко В.А. Исследование коэффициентов сопротивления входных коробок вентиляторов и кинематики воздушного потока в них // Сб. тр. ин-та горной механики и технической кибернетики им. М. М. Федорова. 1967. № 17. С.32 – 43.
579. Степанов П.М., Овчаренко И.Х., Скобельцын Ю.А. Справочник по гидравлике для мелиораторов. М., 1984. 207 с.
580. Стешенко В.А., Пак В.В. Профилирование входных коробок центробежных двусторонних вентиляторов // Вопросы горной механики. М., 1967. № 17. С.43 – 47.
581. Сточек Н.П., Шапиро А.С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. М., 1978. 127 с.
582. Субботин В.И., Габрианович Б.Н., Шейнина А.В. Гидравлическое сопротивление при продольном обтекании пучков гладких и оребренных стержней // Атомная энергия. 1972. Т. 33. № 5. С. 889 – 892.
583. Субботин В.И., Ушаков П.А., Габрианович Б.Н. Гидравлическое сопротивление при продольном обтекании жидкостью пучков стержней // Атомная энергия. 1960. Т. 9. Вып. 4. С. 308 – 310.
584. Субботин В.И., Ушаков П.А., Шейнина А.В. Гидравлическое сопротивление узких кольцевых каналов со спиральными ребрами // Атомная энергия. 1966. Т. 21. № 1. С. 13 – 16.
585. Сукомел А.С. Исследование сопротивления трения и коэффициента восстановления при движении газа в трубах с высокой скоростью: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1955. 184 с. (МЭИ).
586. Сукомел А.С., Величко В.И., Абросимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах. М., 1979. 216 с.
587. Суполкин Г.А. Эквивалентная шероховатость стальных и чугунных трубопроводов // Докл. АН Таджикской ССР. 1958. Т. 1. № 4. С. 23 – 26.
588. Сурнов Н.В. Входные устройства осевых вентиляторов / Промышленная аэродинамика. М., 1957. Вып. 9. С.28 – 34.
589. Сцилард К.С. Исследование диффузоров аэродинамических труб больших скоростей // Технические заметки / ЦАГИ. М., 1938. № 160. 35 с.
590. Сэджи, Джонстон. Конструкция и характеристика двухмерных криволинейных диффузоров // Теорет. основы инж. расч. / Тр. Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.). М., 1967. Сер. Д. № 4. С. 23 – 44.
591. Тагер С. А. Расчет аэродинамического сопротивления циклонных камер сгорания // Теплоэнергетика. 1971. № 7. С. 18 – 23.
592. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. М., 1979. 295 с.
593. Талиев В.Н. Аэродинамические характеристики новых конструкций аэрационных фонарей. М., 1955. 60 с.
594. Талиев В.Н. Потери давления в воздуховоде при делении потока на два разнонаправленных потока // Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1983. № 5. С. 100 – 102.
595. Талиев В.Н. Расчет местных сопротивлений тройников. М., 1952. 35 с.
596. Талиев В.Н., Татарчук Г.Т. Сопротивление прямоугольных тройников // Вопросы отопления и вентиляции. М., 1951. С. 50 – 80.
597. Тананаев А.В. Гидравлика МГД-машин. М., 1970. 209 с.
598. Тананаев А.В. Течение в каналах МГД-устройств. М., 1979. 364 с.
599. Тарасов В.К., Райхман Е.С., Евстафьев В. П. Экспериментальное исследование гидравлических характеристик наклонных трубопроводов, транспортирующих газонасыщенные минеральные воды // Сб. тр. Моск. инж.-строит. ин-та. 1972. № 89. С. 97 – 102.
600. Тарат Э.Я., Вальдберг А.Ю. О гидравлическом сопротивлении провальных решеток при пенном режиме // ЖПХ. 1970. Т. 13. № 8. С. 315 – 320.
601. Тарг С.М. Основные задачи теории ламинарных течений. М., 1951. 150 с.
602. Таршиш М.С. О взаимосвязи между потерями при неравномерном установившемся течении жидкости и коэффициентами Кориолиса и Буссинеска // Методы исследований и гидравлических расчетов водосбросных гидро-технических сооружений. Материалы конференций и совещаний по гидротехнике. Л., 1985. С. 61 – 64.
603. Татарчук Г.Т. Местные сопротивления чугунных крестовин // Вопросы отопления и вентиляции. М., 1956. С. 31 – 45.
604. Татарчук Г.Т. Сопротивление прямоугольных отводов // Вопросы отопления и вентиляции / Труды ЦНИИПС.1951. С. 17 – 28.
605. Тебеньков Б.П. Рекуператоры для промышленных печей. М., 1967. 358 с.
606. Теверовский Е.Н. Опыт эксплуатации и промышленных испытаний различных золоуловителей и рекомендации по их выбору // Труды конференции по вопросам золоулавливания, шлакоулавливания и шлакозолоиспользования. М., 1955. С. 135 – 150.
607. Теверовский Е.Н., Зайцев М.М. Пылеулавливающий, абсорбционный и теплообменный аппарат «ТП» с высокоскоростным потоком газа // Труды НИИОгаз. М., 1957. № 1. С. 105 – 133.
608. Телетов С.Г. Коэффициенты сопротивления двухфазных смесей // Докл. АН СССР. 1946. № 51. Вып. 8. С. 41 – 48.
609. Темкин А.Г. Исследование гидродинамики течения жидкостей в каналах сложной конфигурации // Тепломассообмен в капиллярно-пористых телах. М. – Л. 1957. Вып. 8. С. 156 – 159.
610. Темкин А.Г. Фрикционные свойства каналов сложной конфигурации при турбулентном течении // Инж.-физ. ж-л. 1958. Т. 1. № 5. С. 23 – 29.
611. Темнов В.К. Коэффициент гидравлического сопротивления плавного входа при турбулентном движении жидкости // Изв. вузов. Энергетика. 1963. № 4. С. 89 – 93.
612. Тепакс Л.А. Равномерное турбулентное течение в трубах и каналах. Таллин, 1975. 283 с.
613. Тепло- и массообмен в электромагнитном поле / Э.Я. Блум, М.В. Закс, У.И. Иванов, Ю.А. Михайлов. Рига, 1967. 223 с.
614. Теплов А.В. О закономерности напорного движения жидкости в трубах // Теория подобия и ее применение в теплотех-

Справочник по Гидравлике

нике / Труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. М., 1961. С. 72 – 78.
615. Терентьев Н.И. Исследования взаимного влияния тройников и отводов на местные потери давления в трубопроводах центральных насосных установок. М., 1971 (Труды ЦНИИ МПС). Вып. 453. С. 40 – 47.
616. Тетеревников В.Н. Гидравлические характеристики створчатых клапанов // Труды ЛИОТ. 1955. С. 53 – 54.
617. Ткачук А.Я., Тесло А.П. Характеристики течения в рулонированных трубопроводах // Гидравлика и гидротехника. Киев, 1983. Вып. 36. С. 91 – 94.
618. Тодоров П., Шабански И. Результаты опытной проверки коэффициента шероховатости некоторых гидравлических каналов и тоннелей // Изв. гидравлической лаборатории. 1962. Кн. 4. С. 201 – 229.
619. Тольцман В.Ф. О гидравлическом расчете асбестоцементных труб // Водоснаб. и сан. техн. 1955. № 1. С. 13 – 16.
620. Тольцман В.Ф., Шевелев Ф.А. Гидравлическое сопротивление резиновых рукавов // Исследование по гидравлике трубопроводов. М., 1952. 190 с.
621. Топунов А.М., Рубцов Ю.В., Измаилович В.В. Снижение гидравлических сопротивлений в элементах газовоздуховодов энергетических установок // Теплоэнергетика. 1981. № 11. С. 43 – 46.
622. Тормозящее действие коронного разряда на поток газа в электрофильтре / А.А. Гурвиц, Ю.А. Лямин, Л.С. Левин и др. // Промышленная и санитарная очистка газов: Экспресс-информация / ЦИНТИхимнефтемаш. М., 1985. Сер. ХМ-14. 5 с.
623. Трофимович В.В. Потери энергии при турбулентном движении жидкости в отводах // Сан. техника. Киев, 1967. Вып. 5. С. 156 – 164.
624. Трубенок В.Д. Определение коэффициента местных сопротивлений в трубах с прямоугольными кольцевыми выемками // Прикладная аэродинамика. Межвуз. сб. н. трудов. Киев, 1980. С. 3 – 6.
625. Тулин С.Н. Теплопередача и сопротивление в пучках трубок с проволочным оребрением // Теплоэнергетика. 1958. № 3. С. 70 – 75.
626. Уайтмен, Рено, Клайн. Влияние условий входа на характеристики двухмерных дозвуковых диффузоров // Технич. механ. / Тр. Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.). М., 1961. Сер. Е. № 3. С. 44 – 58.
627. Ужов В.Н. Очистка промышленных газов электрофильтрами. М., 1967. 344 с.
628. Ужов В.Н., Вальдберг А.Ю. Очистка промышленных газов мокрыми фильтрами. М., 1972. 247 с.
629. Ужов В.Н., Мягков Б.И. Очистка промышленных газов фильтрами. М., 1970. 319 с.
630. Уилкинсон У.Л. Неньютоновские жидкости. – М.: Мир, 1964. 216 с.
631. Ульянов И.Е., Крумилина Н.Н., Вокарь Н.В. Проектирование воздуховодов самолетных силовых установок. М., 1979. 96 с.
632. Умбрасас М.-Р.А. Оценка безотказности судовых трубопроводов, включающих сочетания отводов, при проектировании систем морской воды: Дис. ... канд. техн. наук. Севастополь, 1984. 155 с.
633. Умбрасас М.-Р.А., Гольденберг И.З. Влияние шероховатости на величину гидравлических потерь в отводах // Гидравлика, гидротранспорт рыбы и его технические средства / Тр. КТИРПиХ. Калининград, 1977. Вып. 69. С. 62 – 69.
634. Урбонас П.А. Экспериментальное исследование коэффициента гидравлического сопротивления в пучке витых труб // Гидравлика. Современные проблемы гидродинамики и теплообмена в элементах энергетических установок и криогенной техники. М.: ВЗМИ, 1982. С. 78 – 82.
635. Успенская Л.Б. Коэффициент сопротивления нормализованных вентиляционных тройников на всасывающих воздуховодах // Водоснабжение и санитарная техника. 1963. № 2. С. 10 – 15.
636. Успенский В.А. Пневматический транспорт. М., 1959. 152 с.
637. Устинов А.М., Калиев С.Т. Определение коэффициентов аэродинамического сопротивления выработок с новыми видами крепи // Труды Карагандинск. науч.-иссл. угольн. ин-та. 1964. Вып. 16. С. 140 – 145.
638. Усюкин И.П., Аксельрод Л.С. Основы гидравлического расчета сетчатых ректификационных колонн // Кислород. 1949. № 1. С. 60 – 65.
639. Участкин П.В. Исследование эффективности и гидравлического сопротивления элиминаторов // Отопление и вентиляция. 1940. № 6. С. 33 – 39.
640. Ушаков П. А. и др. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в плотно упакованных коридорных пучках стержней // Атомная энергия. 1962. Т. 13. № 2. С. 162 – 169.
641. Фабрикант Н. Я. Аэродинамика. М., 1964. 814 с.
642. Фаворин М.В. Моменты инерции тел. Справочник. М., 1977. 511 с.
643. Фадеев И.Г. Коэффициент сопротивления трения при пневмотранспорте сплошным потоком // Химия и технол. топлив и масел. 1969. № 8. С. 17 – 22.
644. Федоткин И.М. Гидравлическое сопротивление дроссельных диафрагм двухфазному потоку // Изв. вузов. Энергетика, 1969. № 4. С. 37 – 43.
645. Федоткин И.М. О потерях напора при выходе двухфазного потока из труб // Изв. вузов. Энергетика. 1966. № 8. С. 69 – 77.
646. Федяевский К.К. Критический обзор работ по замедленным и ускоренным турбулентным пограничным слоям // Технические заметки / ЦАГИ. 1937. № 158. С. 45 – 48.
647. Федяевский К.К., Блюмина Л.Х. Гидроаэродинамика отрывного обтекания тел. М., 1977. 120 с.
648. Фейл. Система лопаток для дозвуковых диффузоров с очень большими углами раствора // Теорет. основы инж. расчет. / Тр. амер. об-ва инж.-механ. (русск. пер.). М., 1964. Сер. Д. № 4. С. 151 – 158.
649. Фендриков И.А., Фридлянд В.Я., Янко А.К. Исследование изменения характеристик конического диффузора от условий потока на входе // Гидромеханика. Республ. межвед. сб. / АН УССР. К., 1971. Вып. 17. С. 113 – 117.
650. Филимонов С.С., Хрусталев Б.А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при турбулентном движении воды в трубах с различными условиями входа // Тепло- и массообмен. М., 1963. Т. 3. С. 414 – 418.
651. Филиппов Г.В. Некоторые экспериментальные исследования эффекта разбега // Сб. тр. / Куйбышевский авиационный институт. 1955. Вып. 5. С. 57 – 61.
652. Филиппов Г.В. О влиянии шероховатости на эффект разбега // Сб. научн. тр. / Куйбышевский индустр. ин-т. 1959. Вып. 8. С. 25 – 32.
653. Филиппов Г.В. О турбулентном течении во входных участках прямых труб круглого сечения //Журн. техн. физ. 1958. Т. 28. № 8. С. 1823 – 1828.
654. Филоненко Г.К. Гидравлическое сопротивление трубопроводов // Теплоэнергетика. 1954. № 4. С. 15-21.
655. Филоненко Г.К. Формула для коэффициента гидравлического сопротивления гладких труб // Изв. ВТИ. 1948. № 10 (162). С. 17 – 23.
656. Флятау Р.С. Гидротехнические расчеты трубопроводов. М., 1949. 210 с.

Справочник по гидравлике

657. Фокс, Клайн. Режимы течения в криволинейных дозвуковых диффузорах // Технич. механ. / Тр. амер. об-ва инж.-механ. (русск. пер.) М., 1962. Сер. Е. № 3. С. 3 – 19.
658. Франкфурт М.О. К определению потерь в диффузоре при утончении пограничного слоя с помощью щелевого отсасывания // Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 34 – 40.
659. Франкфурт М.О. К оценке потерь в коническом диффузоре с большим углом раскрытия // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1(33). С. 168 – 170.
660. Франкфурт М.О. Экспериментальное исследование диффузоров с щелевым отсасыванием воздуха из пограничного слоя // Промышленная аэродинамика. М., 1973. Вып. 30. С. 41 – 49.
661. Франкфурт М.О. Экспериментальное исследование струйных диффузоров // Ученые записки ЦАГИ. 1982. Т. XIII. № 2. С. 78 – 86.
662. Франкфурт М.О. Экспериментальное исследование характеристик конических диффузоров с тангенциальным сдувом // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1 (33). С. 158 – 168.
663. Френкель Н.З. Гидравлика. М., 1956. 456 с.
664. Фрухт И.А. Влияние геометрических соотношений на работу незадуваемых вытяжных фонарей для аэрации // Известия вузов. Строительство и архитектура. 1959. № 7. С. 31 – 37.
665. Фрухт И.А. Гидравлическое сопротивление фонарей, снабженных ветроотбойными щитками // Строительная промышленность. 1958. № 1. С. 41 – 45.
666. Хабахпашева Е.М., Перепелица Б.В. Поля скоростей и турбулентных пульсаций при малых добавках к воде высокомолекулярных веществ // Инж.-физ. журн. 1968. Т. 14. 598 с.
667. Ханжонков В.И. Аэродинамические характеристики квадратного вентиляционного дефлектора ЦАГИ и его модификаций // Промышленная аэродинамика. М., 1986. Вып. 1(33). С. 88 – 106.
668. Ханжонков В.И. Аэродинамические характеристики коллекторов // Промышленная аэродинамика. М., 1963. № 4. С.45 – 62.
669. Ханжонков В.И. Аэродинамические характеристики унифицированного дефлектора ЦАГИ для вагонов // Промышленная аэродинамика. М., 1958. № 10. С. 111 – 117.
670. Ханжонков В.И. Аэродинамическое сопротивление плоских каналов с обратным симметричным поворотом // Промышленная аэродинамика. М., 1962. Вып. 21. С. 151 – 156.
671. Ханжонков В.И. Аэродинамическое сопротивление трубчатых ферм // Технические отчеты. БНИ МАП. М., 1955. № 131. 13 с.
672. Ханжонков В.И. Вентиляционные дефлекторы. М., 1947. 105 с.
673. Ханжонков В.И. Сопротивление истечению через отверстия в стенке в присутствии проходящего потока // Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С. 5 – 19.
674. Ханжонков В.И. Сопротивление приточных и вытяжных шахт // Промышленная аэродинамика / БНТ МАП. М., 1947. № 3. С. 214 – 219.
675. Ханжонков В.И. Сопротивление сеток // Промышленная аэродинамика / БНТ НК-АП. М., 1944. № 2. С. 101-115.
676. Ханжонков В.И. Улучшение эффективности диффузоров с большими углами раскрытия при помощи плоских экранов // Промышленная аэродинамика / БНТ МАП. М., 1947. № 3. С. 210 – 214.
677. Ханжонков В.И. Уменьшение аэродинамического сопротивления отверстий кольцевыми ребрами и уступами // Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С. 181 – 196.
678. Ханжонков В.И., Давыденко Н.И. Сопротивление боковых отверстий концевого участка трубопровода // Промышленная аэродинамика. М., 1959. № 15. С. 38 – 46.
679. Ханжонков В.И., Талиев В.Н. Уменьшение сопротивления квадратных отводов направляющими лопатками // Технические отчеты / БНИ МАП. М., 1947. № 110. 16 с.
680. Ханжонков В.И., Тарасов Н.Ф. Аэродинамическое сопротивление прямых и закругленных гибких труб из металлической ленты // Промаэродинамика. 1973. Вып. 29. С. 75 – 81.
681. Хенвен А.Р., Ляхов Д.М. О коэффициентах гидравлического сопротивления сферы и слоя сферических элементов // Теплофизика высоких температур. 1982. Т. 20. № 6. С. 1119 – 1123.
682. Хескестад. Течение в плоском прямоугольном колене // Теоретические основы инженерных расчетов / Тр. Амер. об-ва инж.-мех. (русск. пер.). М., 1971. № 3. С. 86 – 97.
683. Хованский О.М. О коэффициенте потерь гидродинамического напора в перфорированных решетках и сетках квадратного плетения // Изв. вузов. Машиностроение. 1963. № 2. С. 101 – 106.
684. Ходанович И.Е., Мамаев В.А. Оценка пропускной способности газопроводов при транспортировании двухфазных систем // Тру-ды Всесоюзн. н.-и. ин-та природн. газов. 1961. Вып. 13. С. 13 – 31.
685. Ходановнч И.Е., Одишарня Г.Э. Обобщающая зависимость коэффициента гидравлического сопротивления // Труды Всес. н-и. ин-та природн. газов. 1967. Вып. 29/37. С. 3 – 9.
686. Хожаинов А.И. Турбулентное течение жидкого металла в МГД-каналах круглого сечения // ЖТФ. 1966. Вып. 1. Т. 36. С. 147 – 150.
687. Хомутов П.В., Скобельцын Ю.А. Определение гидравлических сопротивлений сварных стыков трубопроводов // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1972. № 6. С. 11 – 13.
688. Худяков Г.Е. Влияние удлинения на аэродинамические характеристики призматических тел квадратного сечения // Труды Ин-та механики МГУ. 1970. Т. 4. № 14. С. 28 – 32.
689. Цаль Р.Я., Чечик Е.Н. Вычислительные машины в расчетах санитарно-технических систем. Киев, 1968. 143 с.
690. Цейтлин А.С. Гидравлический расчет керамических трубопроводов. Киев, 1963. 47 с.
691. Цейтлин А.С., Гриценко И.А., Зорченко А.И. Формула для гидравлического расчета стеклянных трубопроводов // Водоснабж. и сан. техника. 1962. № 8. С. 29 – 31.
692. Центлик А.С., Торяник Е.С. Определение напора в фанерных трубах // Труды объединенного семинара по гидротехническому и водохозяйственному строительству. Харьков, 1961. Вып. 3. С. 31 – 35.
693. Центробежные вентиляторы / А.Д. Брук, Т.И. Матикашвили, М.И. Невельсон и др.; Под ред. Т.С. Соломаховой. М., 1975. 415 с.
694. Циклоны НИИОгаз, Ярославль, 1971. 94 с.
695. Цирлин А.М., Воронин Б.Д., Ходов Г.Я. Гидравлическое сопротивление труб с насадкой неправильной формы при прохождении газа с высокой температурой // Инж.-физ. ж-л. 1964. Т. 7. № 8. С. 103 – 107.
696. Цочев Ц., Цачев Ц. Исследование гидравлического сопротивления трения при равномерном турбулентном движении в керамических трубопроводах // Гидротехн. и мелиор. 1967. Т. 12. № 8. С. 228 – 232.
697. Чебышева К.В. К вопросу о расчете лабиринтного уплотнения // Технические заметки / ЦАГИ. 1937. № 142. 25 с.
698. Чернов А.П. Обтекание неподвижного цилиндра запыленным потоком // Труды Ин-та энерг. АН Каз. ССР. 1961. № 3. С. 63 – 69.
699. Чернявский Л.К., Гордеев Н.Н. Обобщение экспериментальных данных по потерям в прямых диффузорах с постоянным углом раскрытия // Теплоэнергетика. 1985. № 6. С. 75 – 77.

Справочник по гидравлике

700. Чернявский Л.К., Гордеев Н.Н. Обобщение экспериментальных коэффициентов потерь диффузоров, установленных в сети // Теплоэнергетика. 1986. № 10. С. 72 – 74.
701. Чертков Б.А. Гидродинамический режим на тарелках проволочного типа при малой плотности орошения // Процессы хим. техн. М.–Л., 1965. С. 36 – 43.
702. Чжен П. Отрывные течения. Т. 1. 298 с. Т. 2. 280 с. Т. 3. 333 с. М., 1972.
703. Чукин В.В., Кузнецов Р.Ф. Гидравлическое сопротивление плотного слоя кусковых материалов // Химия и технология топлива и масел. 1967. № 8. С. 10 – 12.
704. Чуракова С.В., Юркина М.П. О величине коэффициента гидравлического сопротивления линзовых компенсаторов // Энергомашиностроение. 1962. № 8. С. 21 – 24.
705. Шаповал Г.Т. Исследование коэффицентов сопротивления грузонесущих цилиндров, движущихся в трубах // Известия вузов. Горный журнал. 1964. № 3. С. 129 – 135.
706. Шваб В.А. Об основных закономерностях сопротивления в горизонтальных трубах при пневматическом транспорте // Вопросы гидравлики запыленного потока. 1960. С. 1—20. (Сб. научн. тр. / Томский электромехан. ин-т инж. ж.-д. транспорта: Т. 29).
707. Швец И.Т., Репухов В.М., Богачук-Козачук К.А. Потери полного давления при вдуве воздуха в сносящий воздушный поток через отверстия в стенке // Промышленная теплотехника. Киев: 1979. 1. № 2. С. 3 – 10.
708. Шевелев Ф.А. Гидравлический расчет асбестоцементных труб / ВНИИводгео. М., 1954. 180 с.
709. Шевелев Ф.А. Гидравлическое сопротивление металлических труб больших диаметров // Гидротехн. стр-во. 1950. № 1. С. 11 – 18.
710. Шевелев Ф.А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах // Инж. гидравлика / ВНИИводгео. М., 1953. 220 с.
711. Шевелев Ф.А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных и асбестоцементных водопроводных труб. М., 1962. 138 с.
712. Шевелев Ф.А., Лобачев П.В., Рудин М.Я. Исследование гидравлических сопротивлений при движении воды по трубам из пластмасс // Сб. тр. н-и. ин-та сан. техн. Акад. стр-ва и архит. СССР. 1960. № 5. С. 43 – 59.
713. Шевякова С.А., Орлов В.К. Исследование гидравлического сопротивления и теплопередачи в теплообменниках из перфорированных пластин // Инж. -физ. ж-л. 1983. Т. 45. № 1. С. 32 – 36.
714. Шейнина А.В. Гидравлическое сопротивление пучков стержней в осевом потоке жидкости // Жидкие металлы. М., 1967. С. 210 – 223.
715. Шемурин В.А. О зависимости между коэффициентом фильтрации и удельным сопротивлением песчано-глиняных пород // Гидротехническое строительство. 1962. № 9. С. 35 – 40.
716. Шепелев И.А. Основы расчета воздушных завес, приточных струй и пористых фильтров. М., 1950. 139 с.
717. Шепелев И.А., Тягло И.Г. Спектры всасывания вблизи вытяжных отверстий местных отсосов (по литературным данным) // Местная вытяжная вентиляция. М., 1969. С. 81 – 90.
718. Шерстюк А.Н. Исследование плоских диффузоров с сомкнувшимися пограничными слоями на входе // Турбомашины / Тр. МЭИ. 1980. Вып. 504. С. 52 – 60.
719. Шиллер Л. Движение жидкостей в трубах. М., 1936. 230 с.
720. Шиманский Ю.Н. О коэффициенте сопротивления слоя твердых частиц // Химическая промышленность. 1966. № 6. С. 476 – 477.
721. Шифринсол Б.Л. Гидродинамический расчет тепловых сетей // Тепло и сила. 1935. № 1. С. 23 – 29.
722. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М., 1974. 711 с.
723. Шольц М.Е. К вопросу о взаимном влиянии местных сопротивлений // Вопросы гидравлики / Моск. гидромелиор. ин-т. М., 1969. С. 131 – 135.
724. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.: Энергоатомиздат. 1984. 640 с.
725. Штеренлихт Д.В. Лобовое сопротивление цилиндров с продольными ребрами // Труды Всес. научн.-иссл. ин-та гидротехн. 1962. Вып. 4. С. 230 – 235.
726. Штромберг Я.А., Канунников В.Ф. Конструкции пылеуловителей лаборатории промышленной вентиляции и аэродинамики ВНИИОТ ВЦСПС (Тбилиси) // Обеспыливание в металлургии. М., 1971. С. 156 – 162.
727. Щербаков А.Э., Жирнов Н.И. Теплопередача и аэродинамическое сопротивление чугунного ребристо-зубчатого воздухоподогревателя // Теплонергетика. 1954. № 8. С. 25 – 30.
728. Щербинин Э.В. Электропроводная жидкость в собственном магнитном поле электрического тока // Магнитная гидродинамика. Рига, 1975. № 1. С. 68 – 74.
729. Щукин В.К. Гидравлическое сопротивление вращающихся труб // Инж. -физ. журн. 1967. Т. 12. № 6. С. 782787.
730. Щукин В.К. Режимы течения и гидравлическое сопротивление радиальных вращающихся каналов // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1980. № 3. С. 152 – 159.
731. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М., 1970. 331 с.
732. Экспериментальное исследование гидравлического сопротивления труб со сварными швами // В.И. Тимошенко, П.П. Логачев, Ю.В. Кнышенко и др. // Изв. вузов. Нефть и газ. 1985. № 1. С. 56-59.
733. Экспериментальное определение гидравлических характеристик пористых материалов при больших давлениях / И.Е. Идельчик, И.Б. Воронин, И.В. Гордеев, Ю.П. Матвеев // Теплоэнергетика. 1973. № 1. С. 81 – 83.
734. Электрофильтры: Каталог / Ю.А. Попов, С.С. Янковский, М.Г. Мазус и др. // ЦИНТИхимнефтемаш. М., 1986. 30 с.
735. Эльперин И.Т. Поворот газов в трубном пучке // Известия АН БССР. 1950. № 3. С. 70 – 78.
736. Эльперин И.Т., Смольский Б.М., Левенталь Л.И. К вопросу уменьшения гидродинамического сопротивления трубопроводов // Инж.-физ. журнал. 1966. Т. 10. № 2. С. 236 – 239.
737. Эльтерман В.М. Воздушные завесы, М., 1966. 164 с.
738. Эльтерман Е.М. Коэффициенты местных сопротивлений конусных диафрагм // Тру-ды ин-тов охраны труда ВЦСПС. 1963. С. 45 – 50.
739. Эрлих А.М. Паропроводы, их арматура и прочие детали. М., 1937. 256 с.
740. Юдин Е.Я. Колена с тонкими направляющими лопатками // Промышленная аэродинамика / БНИ МАП. М., 1956. № 7. С. 55 – 80.
741. Юдин Е.Я., Елин И.С. Выбор оптимальных параметров осевых вентиляторов // Тр. ЦАГИ. М., 1946. № 591. С. 1 – 20.
742. Юрьев Б.Н. Экспериментальная аэродинамика. М., 1936. 315 с.
743. Юрьев Б.Н., Лесникова М.П. Аэродинамические исследования // Труды ЦАГИ. М., 1928. Вып. 33. 230 с.
744. Юшкин В.В. Гидравлика и гидравлические машины. Минск: Высшая школа, 1977. 270 с.
745. Яковлев Н.А. Потери напора по длине при движении жидкости в трубах звездообразного сечения // Труды Ленинградского политехнического ин-та. 1966. № 274. С. 127 – 135.
746. Яньшин Б.И. Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. М., 1965. 260 с.

Справочник по гидравлике

747. Яньшин Б.И. Затворы и переходы трубопроводов. М., 1962. 179 с.
748. Ackeret J. Grenzschichten in geraden und gekrümmten Diffusoren // Intern. Union für theor. und angew. Mechanik. Symposium, Freiburg. 1958. 130 S.
749. Ackers P., Grickmore M.J., Holmes D.W. Effects of use on the hydraulic resistance of drainage conduits // Proc. Instn. Civil Engrs. 1964. V. 28. Juli. P. 339 – 360.
750. Adler M. Strömung in gekrümmten Rohren // Z. angew. Math. Mech. 1934. Bd. 14. S. 30 – 50.
751. Ajukawa K. Pressure drop in the hydraulic conveyance of solid materials through a bend in vertical plane // Bull/ of JSME 1969. V. 12. № 54. 57 p.
752. Alvi Sh.H. Contraction coefficient of pipe orifices // Flow Meas. Proc. FLUMEX 83 I MeCO Conf. flow meas. Budapest, 1983. N 20 – 22. P. 213 – 218.
753. Anderson G.H., Mantzouranis B.G. Two-phaze (gas-liquid) flow phenomena. 1. Pressure drop and hold up for two-phase flow in vertical tubes // Chem. Engng. Sci. 1960. V. 12. N2. P. 109 – 126.
754. Aoki Sh., Schiki T., Takahashi T. Pressure drop for two-phase flow in the pipe. The theory of pressure drop // Bull. Tokyo Inst. Technol. 1962. N 49. P. 127 – 139.
755. Ashino I. On the theory of the additional loss at the pipe entrance in viscous fluid. 1-st rept. On the influence of rounded entrance // Bull. JSME. 1968. V. 14. № 45. P. 463 – 468.
756. Ashino I. On the theory of the additional loss at the pipe entrance in viscous fluid. 2-nd Rept. When an entrance is taper type // Bull. JSME. 1969. V. 12. № 51. P. 522 – 529.
757. Astarita G., Greco G. Excess pressure drop in laminar flow through sudden contraction // Industr. and Engng. Chem. Fundament. 1968. V. 7. № 1. P. 27 – 31.
758. Aykawa K. The hydraulic transport of solid materials through a horizontal straight pipe // Bul. of JSME. 1968. V. 11. № 45. P. 579 – 586.
759. Ayukawa K. Pressure drop in the Hydraulic conveyance of solid materials through a bend in a vertical plane // Bulletin of JSME. 1969. V. 12. № 54. P. 1388 – 1396.
760. Bach C. Versuche über Ventilbelossung und Ventilweiderstand. 1884. 310 s.
761. Ball J. W. Sudden enlargements in pipelines // J. Power Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1962. V.88. № 4. P. 15 – 27.
762. Bambach. Plötzliche Umlenkung (Stoss) von Wasser in geschlossenen unter Druck durchströmten Kanälen // VDI. 1930. Heft 327. S. 1 – 60.
763. Barach A.L. The flow of heavy gases through small orifices, including comparison between oxygen and perfluoropropane, C_3F_8 and perfluorobutane, C_4F_{10} // Amer. I. Med. Sci. 1962. V. 243. N 1. P. 30 – 34.
764. Basavarajaiah B.S. Exit loss in a sharp edged pipe // J. Instn. Engrs (India), Civil Engng. 1963. V. 43. N 11. Part 6. P. 549 – 563.
765. Baumann H.D. Die Einfürung eines kritischen Koeffizienten fur die Bestimung des Durchflusses von Stellventilen // Regelungstechnik. 1963. Heft 11. S. 495 – 499.
766. Benedikt P., Carlucci A. Handbook of specific losses in flow systems. Plenum press data Division. New York, 1970. 30 p.
767. Benson R.S., Wollatt D. Compressible flow loss coefficients at bends and T-junctions // Engineer. 1966. V. 221. № 5740. P. 70 – 85.
768. Benton E.R., Knapton D.A. Supersonic drag of porous wire screens, «ARS. Journal», 1962. V. 32. N 10. P. 1608 – 1610.
769. Bernt J., Heidenreich E., Tittel R. Zur Bestimmung des Druckverlustes bei Filtermitteln, Chem. Techn., 1974, Bd. 26, Heft U.S. 692 – 693.
770. Bevier C.W. Resistance of wooden louvers to fluid flow // Heating, piping and air conditioning. 1955. May. P. 25 – 33.
771. Biswas I. K. Mechanics of flow through perforated pipes // Consult. Engr. (Engl.). 1964. V. 25. N 5. P. 491 – 493.
772. Blau F. Die Verbesserung des hydraulischen Wirkungrades von Diffusoren mit Rechteckprofil und grossen Öffhungswinkel durch Einbau von Leitblechen oder von Kurzdiffusoren // Mitt. Forschungsanst. Schiffahrt. Wasser und Grundbau. Berlin. 1963. № 9. S. 5 – 48.
773. Blenke M., Bohner K., Mirner W. Drucklust bei der 180° – Stromungsumlenkung in Schlaufenreaktor // Verfarenstechnik. 1969. Bd. 3. № 10. S. 444 – 452.
774. Böhlen B., Rürki H. U., Guyer A. Über den Druckverlust Strömender Gase in Schüttsehichten bei erhöhtem Druck // Helv. chim. acta, 1965. Bd. 48. № 1. S. 1270 – 1278.
775. Bossel H.H. Computation of axisymmetric contractions // AIAA Journal. 1969. V. 7. № 10. P. 2017 – 2020.
776. Boussinesq J. Memoire sur l'influence des frottements dans les mouvements reguliers des fluides // J. de math pur et appl. 1868. № 13. P. 377 – 380.
777. Bouthier M., Cavaille G. Etude des ecoulements gazeux dans les gaines fortement divergentes // Bull. Centre rech. essais Chatou. 1963. № 4. P. 83 – 93.
778. Boyar R.E., Brown W.K., Jr., Ngueyn M.D. Friction loss characteristics of branch duct fittings with a fixed duct configuration // Trans. ASHRAE. New York, 1966. V. 72. Part 1. P. 346 – 357.
779. Bradshow P. Performance of a diffuser with fully-developed pipe flow at entry // J. Roy, Aeronatu. Soc. 1963. V. 67. N 635. 733 p.
780. Brauer H. Intersuchungen über den Strömungswiderstand und den Wärmeübergang bei fluchtend angeordneten Rippenrohren // Techn. Mitt. 1962. Bd. 55. N 5. S. 214 – 226.
781. Brenner H., Cox R.G. The resistance to a particle of arbitrary shape in translational motion at small Reynolds numbers // J. Fluid Mech. 1963. V. 17. N 4. P. 561 – 595.
782. Bruniak R., Sockel H. Widerstandsmessungen an Rohren und Gerustteilen. Österr. Ingr. Z., 1961. Bd. V 4., N 9. S. 320 – 325.
783. Busse C.A. Pressure drop of the vapor phase of long heat pipes // In Proc. First Intern. The ormionic Conversion on Specialist Conf. Palo Alto, California. 1967. P. 391 – 401.
784. Buyuktur A. Amortissement des perturbations dans les canalisations cylindriques longues // Publ. scient. et techns. Ministere air. 1961. N 378. 48 p.
785. Campbell W.D., Slattery I.C. Flow in the entrance of a tube // Trans. ASME. 1963. V. D85. № 1. P. 41 – 45.
786. Carlson J.J., Johnston J.P., Sagi C.J. Effects of wall shape on flow regimes and performance in straight two-dimentional diffusers // Trans. ASME. 1967. V. D89. N 1. P. 151 – 159.
787. Carlson L.W., Irvine T.F. Fully developed pressure drop in triangular spard ducts // Trans. ASME, s.C. 1961. V. 83. N 4. XI P. 441 – 444.
788. Cermak J.O., Jicha J.J., Lightner R.G. Two-phase pressure drop across vertically mounted thick plate rectrictions // Trans. ASME. S. C. 1964. V. 86. N 2. P. 227 – 239.
789. Cerny L.C., Walawender W.P. Blood flow in rigid tapered tubes // Amer. J. Physiol. 1966. V. 210. N 2. P. 341 – 346.
790. Cerny L.C., Walawender W.P. The flow of a viscous liquid in a converging tube // Bull. Math. Biophys. 1966. V. 28. N1. P. 11 – 24.
791. Chasteau V.A., Gillard D. The prediction of the resistance to air flow of mine shafts equipped with internal structures // J. Mine Ventilat. Soc., S. Africa. 1965. V. 18. N 10. P. 133 – 146.
792. Chaturwedi M.C. Flow characteristics of axisymmetric expansions // J. Hydraul. Div.Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1963. V. 89. N 3.part I. P. 61 – 92.
793. Chun Sik Lee. Stromungeswiderstände in 90° – Rohrkrummern // Gesundheits-Ingenieur. 1969. Heft 1. S. 12 – 15.

Справочник по гидравлике

794. Cobb P.R. Pressure loss of air flowing through 45-degree wooden louvers // Heating, piping and air conditioning. 1953. December. P. 41 – 45.
795. Cocanover A.B. A unified method for predicting the performance of subsonic diffusers of several geometries: Doct. diss. Stanford Univ., 1966. 107 pp.
796. Cockrell D.J., Diamond M.J., Jones C.D. The diffuser inlet flow parameter // J. of the Roy. Aeronaut. Soc. 1965. V. 69. N 652. P. 275 – 278.
797. Cockrell D.J., Markland E. A review of incompressible diffuser flow // Aircraft Engrs.V. 35. N10. P. 286 – 292.
798. Cockrell D.J., Markland E. The effects of inlet conditions on incompressible fluid flow through conical diffusers // J. Roy. Aeronaut. Soc.V. 66. N 613. P. 51 – 52.
799. Colebrock F. Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws // Journal of the Inst. of Civil engineers. 1939. N 4. P. 14 – 25.
800. Conn H.G., Colborne N.G., Brown W.G. Pressure losses in 4-inch diameter galvanized metal duct and fittings // Heating, piping and air conditioning. 1953. N 1. P. 30 – 35.
801. Cornell W.G. Losses in flow normal to plane screens // Transactions of the ASME. 1958. N 4. P. 145 – 153.
802. Cros Ph., Pernes P. Etude des pertes de charge singulieres dans les coudes brusques a 90° en polychlorure divinyle // Bull. techn. genie rural. 1971. № 111. I–VII. P. 1 – 33.
803. Decock P., Pay A. Mesure des pertes de charge localisus dans des accessoires de tuyauterie-coudes arrondis de 90° (cuivre type a souder) // Chaleur et climats. 1969. Bd. 34. № 398. P. 27 – 31.
804. Dewey P.E., Vick A.R. An investigation of the discharge and drag characteristics of auxiliary-air outlets discharging into a transonic stream // NACA Techn. Note. 1955. N 3466. 38 p.
805. Dickerson P., Rice W. An investigation of very small diameter laminar flow orifices // Trans. ASME. 1969. V. D91. N 3. P. 546 – 548.
806. Doig J.D., Poper C.H. Energy requirements in pneumatic conveying // Austral. Chem. Engng. 1963. V. 4. N 2. P. 9 – 23.
807. Dönch T. Divergente und konvergente turbulente Strömungen mit kleinen Offnumgswinkeln // VDI, Forschungsarbeiten. 1929. Heft 282. 70 s.
808. Eastwood W., Sargioson E.J. The effect of a transition curve on the loss of head at a bend in a pipeline // Proc. Instn. Civil Engrs. 1960. V. 16. № 6. P. 129 – 142.
809. Eiffel G. Souffleries aerodynamiques // Resumé des principaux travaux executés pendant la guerre au laboratoire aerodynamique. 1918. P. 135 – 175.
810. Eifler W., Nifsing R. Experimental investigation of velocity distribution and flow resistance in a triangular array of parallel rods // Mech. Engng and Design. 1967. V. 5. N 1. P. 22 – 42.
811. Ergebnisse der aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, Lieferung III, 1927. 280 s.
812. Ergun S. Fluid flow through packed columns, Chemical Engng. Progress. 1952. V. 48. N 2. P. 89 – 94.
813. Fage A., Warsap J. The effects of turbulence and surface roughness on the drag of circular cylinders // ARCRM. 1963. N 93. P. 1283.
814. Fargie D., Martin B.W. Developing laminar flow in a pipe of circular crossection. // Proc. Roy. Soc. bond., 1971. A. 321. P. 461 – 476.
815. Fernholz H. Eine grenzschichttheoretische Untersuchung optimaler Unterschalldiffusoren // Ingr.—Arch. 1966. Bd.35. N3. S. 192 – 201.
816. Flachsbart O. Widerstand von Seidengazefiltern Rundracht und Blechstreifensieben mit quadratischen Marchen, Ergebniss der aero-dinamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, IV Lieferung. 1932. S. 30 – 40.
817. Flow through porous media — the Ergus equation revisied / I.F. Macdonald, El-Sayed M.S., Mow K., Dullien A.L. // Ind. Eng. Chem. Fundam., 1979. V. 18. N 3. P. 199 – 208.
818. Fonck R., Hardenne H. Essais de determination des pertes de charge dans un tube de chargement pour reacteur nucleaire // Mem. Centre etudes rech. et essais scient. genie civil. 1968. N 25. P. 27 – 41.
819. Forney L.J., Lee H.C. Optimum dimensions for pipeline mixing at a T-Junction // AI-ChE J. 1982. V. 28. N 6. P. 980 – 987.
820. Forst T.H. The compressible discharge coefficient of a Borda pipe and other nozzles // J. Royal aeronaut. Soc. 1964. N. 641, P. 346 – 349.
821. Franke P. Die zusatzlichen Verluste bei der Vereinigung von zwei Wasserströmen in einem gemeinsamen steigschacht // VDI – Zeitschrift. 1955. Bd. 97. N 24. S. 841 – 843.
822. Fritzsche und Richter H. Beitrag zur Kenntnis des Strömungswiderstandes gekrummter rauher Rohrleitung // Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. 1933. Bd. 4. № 6. S. 40 – 90.
823. Furuya Y., Sato T. Pressure recovery efficiency of short conical diffusers and fevreghened diffusers // Bull. JSME. 1960. V. 3. XI. N 12. P. 437 – 443.
824. Gardel A. Les pertes de charge dans les branchements en Té des conduites de section circulaire // Bulletin tecnique de la suisse romande. 1970. N 25. P. 363 – 391.
825. Gardel A. Perte de charge dans un étranglement conique // Bull. techn. Suisse romande. 1962. V. 88. N 21. P. 313 – 320.
826. Geiger G.E., Rohrer W.M. Sudden contraction losses in two-phase flow // Trans. ASME. S.C. 1966. V. 88. N 1. P. 1 – 9.
827. Ghose S., Kline S.J. The computation of optimum pressure recovery in two-dimensional diffusers // Journal of Fluids Engineering. 1978. V.,100, December. P. 419 – 426.
828. Gibbings J.C. Flow in contract ducts // AIAA J. 1964. V. 2. N 1. P. 191 – 192.
829. Gibbings J.C. The throat profile for contracting ducts containing incompressible irrotational flows // Internat. J. Mech., Sci. 1969. V. 11. N 3. P. 293 – 301.
830. Gibson A. On the flow of water through pipes and passages having converging or diverging boundaries // Proceedings of the Royal Society. 1910. V. 83. P. 27 – 37.
831. Gibson A. On the resistance to flow of water through pipes or passages having diverging boundaries // Transaction of the Royal Society. 1911. V. 48. P. 123 – 131.
832. Goin K.L., Lawrence W.B. Subsonic drag of spheres at Reynolds number from 200 to 10000 // AIAA Journal. 1968. V. 6. N 5. P. 961 – 962.
833. Goldsmith E.L. The effect of internal contraction initial rate of subsonic diffuser and coil centrebody shape on the pressure recovery of a conical centrebody intake of supersonic speed // Aeronaut. Res. Council. Repts. and Mem. 1962. N 3204. P. 131 – 140.
834. Haase D. Strömung in einem 90° – Knie // IngrArch. 1954. Bd. 22. № 4. S. 282 – 292.
835. Hackeschmidt M., Vogelsang E. Versuche and Austrittsgehase mit neuartigen Diffusoren // Maschinenbautechnik. 1966. Bd. 15. N5. S. 251 – 257.
836. Hagen G. Über den Einfluss der Temperatur auf die Bewegung des Wassers in Rohren // Math. Abb. d. Akad. d. Wisensch. Berlin, 854. S. 17 – 98.
837. Han L.S. Hydrodynamic entrance lengths for incompressible laminar flow in rectangular ducts. // J. of Appl. Mech. (Trans. ASME, s.E.) 1960. E – 27. P. 403 – 409.
838. Hassoon H.M. Pressure drop in 180° pipe bends // Building Services Engn. Research and Technologia. 1982. V. 3. № 2. P. 70 – 74.
839. Hearly J.H., Patterson M.N., Brown E.I. Pressure losses through fittings used in return air duct systems // ASHRAE. Journal. 1962. V. 4. N 5. P. 70 – 76.

Справочник по гидравлике

840. Hebans G.G., Asce A.M. Crest losses for two-way drop inlet // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Eng. 1969. V. 95. N 3. P. 919 – 940.
841. Hebrard P., Sananes F. Calcul de l'ecoulement turbulent decolle en aval de l'elargissement brusque dans une veine de section circulaire // C.r. Acad. sci. 1969. V. 268. N 26. P. A1638 – A1641.
842. Hering F. Die Rohrreibungszahl // Brenst., Wärme, Kraft. 1952. Bd. 4. S. 23 – 26.
843. Hofmann A. Der Verlust in 90° – Rohrkrümmern mit gleichbleiben – den Kreisquer-schnitt // Mitteilungen des Hydraulischen Institute des Technischen Hochschule. München. 1929. Heft 3. S. 36 – 45.
844. Hofmann A. Die Energieumsetzung in saugrohrähnlicherweiterten Düsen // Mitteilungen. 1931. Heft 4. S. 75 – 95.
845. Hori Ei-ichi. Experiments on flow around a pair of parallel circular cylinders // Proc. 9th Japan Nat. Congr. Appl. Mech. Tokyo. 1960. P. 231 – 234.
846. Hörnig G. Druckverluste in Schnellkupllungsrohren, formstücken und armaturenbeim Fliesen von Klärschlamm // Wasserwirtsch-Wassertechn. 1969. Bd. 1. N 11. S. 374 – 377.
847. Horton T.E., Juan S.W. Laminar flow in the entrance region of a porous wall channel // Appl. Scient. Res. 1964 – 1965. V. A14. N. P. 233 – 249.
848. Huesmann K. Druckverlust und Durchflusokoeffizienten von parallel engeströmten perforierten Flatten // Gesundh-Ingr. 1966. Bd. 87. N6. P. 158 – 160.
849. Iguchi M., Ohmi M., Nakajima H. Loss coefficient of screw elbows in pulsative flow // Bull, of JSME. 1984. V. 27. № 234. P. 2722 – 2729.
850. Imbach H.E. Beitrag zur Berechnung von rotationssymetrischen turbulenten Diffusorströmungen // Brown Baveri Mitteilungen. 1964. Bd. 51. N 12. S. 784 – 802.
851. Ingmanson W.L. Resistance of Wire Screen to Flow of Water // Tappi, 1961, V. 44. N 1. P. 47 – 54.
852. Ito H. // Trans. of the JSME. 1963. 3. Ser. D. 82 – 1. P. 131 – 136.
853. Ito H. Friction factors for turbulent flow in curved pipes // Trans. ASME. 1959. V. D81. № 2. P. 123 – 132.
854. Ito H., Imai K. Pressure losses in vaned elbows of a circular cross section // Trans. ASME. V. D88. № 3. P. 684 – 685.
855. Ito H., Sato M., Oka K. Complete characteristics of energy losses due to division and combination of flow at a sorewed tee // Trans. of the Japan SME. 1978. V. 44. N 387. P. 3902 – 3907.
856. Ito H., Sato M., Oka K. Energy losses due to division and combination of flow at 90° wyes // Trans. of the JSME. 1984. S. B. V. 50. N 450. P. 342 – 349.
857. Iversen H.W. Orifice coefficients for Reynolds numbers from 4 to 50 000 // Trans ASME. 1956. V. 78. N. 2. P. 359 – 364.
858. Iwanami S., Suu Tetsuo, Kato Hiroshi. Study on flow characteristics in rightangled pipe fittings. 1st. rept. On case of mater flow // Bull. JSME. 1969. V. 12. N 53. P. 1041 – 1050.
859. Jackson R.A. The compressible discharge of air through small thick plate orifices // Appl. Scient. Res. 1964. V. A13. N 4 – 5. P. 241 – 248.
860. Jahn K. Ein Beitrag zum Problem der Siebdiffusoren // Maschinenbautechnik. 1970. Bd. 19. N 2. S. 35 – 45.
861. Jezowiecka-Kabsch K. Wplyw ksztaltòw dyfuzorów na wysokośč strathydraulicznych // Pr. nauk. Inst. Techn. Cieplnej i aparatury przen. PW, 1971. Sv. 3. 51 s.
862. Johansen F. Flow through pipe orifice of flow Reynolds numbers // Proceedings of the Royal Society. Serie A. 1930. V. 126. N 801. P. 125 – 131.
863. Johnston J.P. The effect of inlet conditions on the flow in annular diffusers // C. P. N 178, Memorandum N M. 167. 1953. N 1. P. 21 – 30.
864. Johnston J.P., Powars Ch.A. Some effects of inlet blockage and aspect ration on diffusers performance // Trans. ASME. 1969. V. D91. N 3. P. 551 – 553.
865. Johnston Z., Sparrow E.H. Results of laminar flow analysis and turbulent flow experiments for eccentric annular ducts // A.I.Ch.E.J. 1965. V. 11. N 6. P. 1143 – 1145.
866. Jung R., Gummersbach. Die Stromüngeverluste in 90°-Umlenkungen beim pneumatischen Staubtransport // Brennstoff-Warme-Kraft. Bd. 19. № 9. S. 430 – 435.
867. Kafkova D., Smutek R. L'influence du mouvement oscillatoire d'un fluidc sur le mouvement d'une particule spherique // Acta techn. / CSAV. 1969. V. 14. N 5. P. 610 – 629.
868. Kališ J. Hydraulické ztráty v odbočnicich rozdělovacich potrubi vodnich elektráren // Vodohospod. časop. 1964. Sv. 12. No 1. S. 48 – 77.
869. Kamiyama S. Theory on the flow through bends with turning vanes // Sci. Repts Res. Inst. Tohoku Univ. Ser. B. High Speed Mech. 1969. № 20. P. 1 – 14.
870. Kearton W.J. The flow air through radial labirinth glands // Proc. Instn. Mech. En-grs. 1955. V. 169. N 30. P. 539 – 552.
871. Kikkawa Sh., Utsumi R., Sakai K. On the pressure drop and clogging limit in the horizontal pneumatic conveyance pipe // Bull. of JSME. 1965. V. 8. N 32.
872. Kinne E. Der Verlust in 60° Rohrverzweigungen // Mitteilun gen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule, München. 1931. Heft 4. S. 90 – 105.
873. Kirchbach. Der Energieverlust in Kniestucken // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der TE Technischen Hochschule. München. 1929. Heft3. S. 25 – 35.
874. Kirschmer O. Der gegenwärtige Stand unserer Erkenntnisse über die Rohrreibung // G.W.F. ausgabe Wasser. 1953. H. 16. S. 30 – 40.
875. Kirschmer O. Untersuchungen über den Geffalsverlust an Rechen // Mitteilungen des Hydraulischen Institute der Technishen Hochschule, München, 1926, Heft 1. S. 91 – 100.
876. Kline S.J. On the nature of stall // Trans. ASME. 1959. V. 81. S. D. N3. P. 305 – 320.
877. Kline S.J., Abbott D.E., Fox R.W. Optimum design of straight-walled diffusers // Trans. ASME, s. D. 1959. V. 81. N 3. P. 321 – 331.
878. Kline S.J., Moore C.A., Cochran D.L. Wideangle diffusers of high performance and diffuser flow mechanisms // J. Aeronaut. Sci. 1957. V. 24. N 6. P. 469 – 470.
879. Klinger J. Zur Bestimmung des Widerstandswerters von Drahtsiebgeweben // Wissens-chaftliche Z. der Techn. Un. Dresden. 1966, Bd. 15, H. 1, S. 93 – 99.
880. Kmonicék V. Ovliveneni činnosti prostych kuželovych difusori vloženými tělesy // Strojnicky časop. 1963. Sv. 14. N 5. S. 484 – 498.
881. Kmonicék V. Scurgerea subsonica in difuzoare conice // Studil si cercetări mec. apl. Acad. RPR. 1961. Sv. 12. N. 2. S. 383 – 390.
882. Kmoničěk V., Hibš M. Výsledky experimentálniho a teoretickeho vyzkumu mezikryhových difusorovych kanálu // Lake, probl. ve stavbě spalov. turbin. Praha, SCAU, 1962. S. 371 – 397.
883. Koch L. Solids in pipes // Internal. Sci. and Technol. 1964. N 26. P. 68 – 72.
884. Kolodzie P.A., Van Winkle M. Discharge coefficients through perforated plates // A. J. Ch. E. Journal. 1959. V. 3. P. 305 – 312.
885. Komotori K. Flow observations in the labirinth packing // Proc. Fujihara Mem. Fac. Engng. Keio Univ. 1956. V. 9. N 33. P. 33 – 41.
886. Komotori K. Probleme bei Labirintstopflüssen // Proc. Fujihara Mem. Fac. Engng Keio Univ. 1961. V. 14. N54. P. 73 – 120.

Справочник по гидравлике

887. Konzo S. Investigation of the pressure losseg of takeoffs for extended-plenun type air conditioning duct systems // University of Illinois bulletin. 1953. N 415. P. 110 – 116.
888. Kramer K. Der Druckabfall in einen laminar durchaströmten regelmäsig verzweigten Rohrleitungssystem mit Anwendung auf den Blutkreislauf des Menschen // Arch. Kreislaufforsch. 1967. Bd. 52. N. 1 – 2. S. 79 – 95.
889. Kubiček L. Ssaci nástavce // Strojirehstvi. 1954. N 4. P. 427 – 433.
890. Kubo Toshisuke, Ueda Tatsuhiro. On the characteristics of divided flow and confluent flow in headers // Bull. JSME, 1969. V. 12. N 52. S. 802 – 809.
891. Laggenmiller K. Beitrag zur strömungsund festigkeitsgünstigen Ausbildung von Abzweigen und Beileitungen. 1973. 133 s.
892. Lakshmana, Rao N.S. Pressure losses at pipe trifurcations // Water Power. 1969. V. 21. N. 8. P. 309 – 313.
893. Lau W.T.F. An analytical method for the design of two-dimensional contractions // J. Roy Aeronaut. Soc. 1964. V. 68. N 637. P. 59 – 62.
894. Leutheusser H.J. Turbulent flow in rectangular ducts // J. Hydraulics. Division. Proc. Amer. Soc. City. Engns. 1963. V. 89. H Y3. P. 1 – 19.
895. Levin L.,Clermont F. Etude des pertes de charge singulieres dans les convergents coniques // Le Génie Civil. 1970. V. 146. N 10. P. 11 – 20.
896. Liepe F. Experimentalle untersuchungen uber den Einfluss des Dralles auf die Stromung in Schlanken Kegeldiffusoren // Wissenschaft, Zeitschrift der TH. Dresden, 1962. Bd. 8. N 2. S. 330 – 335.
897. Liepe F., Jahn K. Untere Wirkungsgrade von Kegel diffusoren // Maschinenbautechnik. 1962. N 11. S. 41 – 52.
898. Limberg H. Scurgerea de intrare laminară intrun canal convergent // Studŭ si ceretari mec. apl. Acad. RPR. 1961. V. 12. N 1. P. 3 – 10.
899. Linneken H. Betrachfungen uber Wirkungsgrade gasdurchstromter Diffusoren // Konstmktion. 1963. Bd. 15. N 7. S. 10 – 17.
900. Livesey J.L., Hugh T. Some preliminary results for conical diffusers with high subsonic entry Mach numbers // J. Mech. Engng. Soc. 1966. V. 8. N 4. P. 384—391.
901. Livesey J.L., Turner I.T. The dependence of diffuser performance upon inlet flow conditions // J. Roy Aeronaut. Soc. 1965. V. 69. N 6159. P. 194 – 795.
902. Livesey J.L., Turner I.T. The influence of velocity profile characteristics on the drag of short circular struts spenning two-dimensional channels // J. of the Royal Aeronaut. Soci. 1967. V. 71. N 680. P. 569 – 573.
903. Lottes P.A. Expansion losses in two-phase flow // Nucl. Sci. and Engng. 1961. V. 9. N 1. P. 26 – 31.
904. Lundgren T.S., Sparrow E.N., Starr J. Pressure drop due to the entrance region in ducts of arbitrary cross section // Trans. ASME. 1964. V. D86. N 3. P. 620 – 626.
905. Maa Yer, Ru. Gas flow through an annular gap // J. Vacuum Sci. and Technol. 1968. V. 5. P. 153 – 154.
906. Machne G. Perdite di carico prodotte da curve isolate con cambiamento di diresione di 90° in tubozioni a serione circolare costante in moto turb lento // Techn. ital. 1957. V. 22. N 2. P. 77 – 91.
907. Maione U. Perdite di carico delle strozzature a spidolo vivo del pozzipiezometrici. Reicrca sperim // Energia eletr 1968. V. 45. N4. P. 237 – 253.
908. Malenák J., Skalička J., Pejchal V. Určeni velikosti ztráty tfenim pri proudéni vzduchu potrubim kruhoveho pručrezu z pozinkovaneho plechu // Zdravotni techn. a vzduchotechn. 1966. V. 9. N 1. S. 20 – 23.
909. Marchetti M., Noseda G. Perdite di carico nelle biforcazioni simmetriche a diametro costante, delle condotte forzate // Energia elletr. 1960. V. 37. N 4. P. 289 – 301.
910. Marechel H. Pertes de charge continues en conduite forcee de section circulaire // Annales des travaux publics de Belgique. 1955. N 6.
911. Markland E., North F. Performance of conical diffusers up the Choking condition // Proceedings of the Sixth Conference on Fluid Machinery. Budapest, 1979. V. 2. P. 703 – 713.
912. Markowski M. Współczynniki oporów przeplywu dwufazowego czynnika przez luki przenolników powietrznych // Arch. budowy maszyn. 1967. T. 14. N 2. S. 339 – 370.
913. Mathieson R., Lee R. A. Diffusers with boundary layer suction // Internat. Assoc. Hydraul. Res. 10th. Congr. London. 1964. V. 4. N 249. P. 81 – 88.
914. Mathur M.L., Kachhara N.L. Pressure losses in flow through screens // Indian Engr., 1968, V. 12. N 10. P. 19 – 27.
915. McComas S.T. Hydrodynamic entrance lengths for ducts of arbitrary cross section // J. of basic Engng / Trans ASME. 1967. V. 89. Ser. D. N 4. P. 847 – 850.
916. McDonald A.T., Fox R.W. An experimental investigation of incompressible flow in conical diffusers // Paper. Amer. Soc. Mech. Engs. 1966. N FE-25. 9 p.
917. McDonald A.T., Fox R.W. Dewoestine R.V. Effects of swirling inlet flow on pressure recovery in conical diffusers // AIAA Journal, 1971. V. 9. N 10. P. 2014 – 2018.
918. Milton P., Francis J.R.D. The aerodynamic drag of perforated plates at zero incidence // J. Roy. Aeronaut. Soc. 1958. V. 62. N 568. P. 301 – 303.
919. Mohandes A., Knudsen J.G. Friction factors in noncircular ducts with sharp corners // The Canadian Journal of Chemical Eng. 1979. V. 57. February. P. 109 – 111.
920. Monahan R.E. The resistance to flow of perforated plates and wire screens. // Pulp and Paper Mag. Canada, 1965. V. 66. N 1. P. T33 – T38.
921. Moody L.F. Friction Factor for pipe flow // Trans. of the ASME, November. 1944. V. 66. P. 97 – 107.
922. Morel T., Bohn M. Flow over two circular disks in tandem // J. of Fluids Engin. Trans. of the ASME. 1980. V. 102. N 1. P. 104 – 111.
923. Morgan P.G. Fluid flow through screens of flow solidity // J. Roy. Aeronaut. Soc., 1962. V. 66. № 613. P. 54 – 56.
924. Morikawa L. Druckverlust in pneumatischen Förderungen von körnigen Gutern bei grossen Gutbelaugen // Bull. of JSME. 1968. Bd. 11. N 45. S. 469 – 477.
925. Morimune T., Hirayama N., Maeda T. Study of compressible high speed gas flow in piping system // Bulletin of JSME. 1980. V. 23. N 186. P. 1997 – 2012.
926. Morris M. A new concept of flow in rough conduits // Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1954. N 390. P. 109 – 118.
927. Müller W. Druckverlust in Rohrleitungen // Energietechnik. 1953. H. 7. S. 28 – 35.
928. Murakami M., Katayama K. Discharge coefficients of fire nozzles // Trans. ASME, 1966. V. D88 N 4. P. 706 – 716.
929. Murakami M., Shimuzu Y., Shiragami H. Studies on fluid flow in three-dimensional bend conduits // Bull, JSME. 1969. V. 12. N 54. P. 1369 – 1379.
930. Naumann. Efficiency of diffusers on high subsonic speeds // Reports and Transactions. 1946. N 11. A. P. 1 – 20.
931. Nikol A.A., Medwell J.O., Goel R.K. Settling length for turbulent flow of air in an annulus // Canad. J. Chem. Engng. 1967. V. 45. N 2. P. 97 – 99.

Справочник по гидравлике

932. Nikuradse I. Untersuchingen über die Strömungen des Wassers in konvergenten und divergent Kanälen // VDI-Forschungsarbaiten. 1929. Heft 289. 60 s.
933. Nikuradze J. Stromungsgesetze in rauchen Rohren // VDI. 1933. N361. S. 16 – 53.
934. Nippert H. Über den Strömungsverlust in gekrümmten Kanalen, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens // VDI. 1929. Heft 320. 85 s.
935. Novendstern E.N. Turbulent flow pressure drop model for fuel rod assemblies utilising a helical wire-wrap spacer system // Nucl. Eng. and Des. 1972. V. 22. N 1. P. 19 – 27.
936. Olson R.M., Eckert E.R. Experimental studies of turbulent flow in a porous circular tube with uniform fluid injection through the tube wall // Paper Amer. Soc. Mech. Engrs. 1965. APM – 29. 11 p.
937. Oosthuizen P.H. Compressibility effects on low-speed gas flows through pipes // S. Afric. Mech. Engr. 1966. V. 15. N 7. P. 165 – 168.
938. Oosthuizen P.H. On the loss coefficient for a sharp-edged pipe entrance // Bull. Mech. Engng. Educ. 1968. V. 7. N 2. P. 157 – 159.
939. Osborn J.F. Rectangular-bar trashrack and baffle headlosses // J. Power Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs., 1968. V. 94. N 2. P. 111 – 123.
940. Padmarajaiah T.P. Pressure lossen in 90° – bends in the region of turbulent flow // J. Instn. Engrs. (India) / Civil Engng Div. 1964. V. 45. Parti. N 1. P. 103 – 111.
941. Patterson G. Modern diffuser design // Aircraft Eng. 1938. P. 1 – 5.
942. Pearson H., Heurteux B.M. Losses at sudden expansions and contractions in ducts // Aeronaut. Quart. 1963. Bd. 14. N1. P. 63 – 74.
943. Peryez S. Der Einfluss des Diffusorwirkungsgrade auf den Austrittverlust im Dampfturbinen // Brennstoff-Warme-Kraft. 1961. Bd. 13. N 9. S. 9 – 15.
944. Petermann F. Der Verlust in schiefwinkligen Rohrverzweigungen // Mitteilungen des Hydraulischen Institute des Technischen Hochschule. München, 1929. Heft 3. S. 100 – 120.
945. Peters H. Energieumsetzung in Querschnittserweiterung bei verschiedenen Zulaufbedinzungen // Ingenier-Archiv. 1931, N 1. S. 7 – 29.
946. Peters L.K., Kinzing G.E. Friction in tupbulent flow of solids-gas system // Can. J. Chem. Eng. 1972. V. 50. N 4. P. 441 – 444.
947. Pinker R.A., Herbert M.V. Pressure loss associated with compressible flow through square-mesh wire gauzes // J. Mech. Engng. Sci., 1967. V. 9. N 1. P. 11 – 23.
948. Platzer B. Berechung von Druckverlusbeiwerten in rechtwinkligen Kreuzverzweigungen // Luft-und Kälte-Technik. 1982. V. 18. N 4. S. 219 – 220, 239, 240.
949. Pohl K.H. Strömungverhaltnisse in einen Diffusor mit vorgeschalteten Krümmer // Ingenieur Archiv. 1960. N XXIX. S. 21 – 28.
950. Poiseuille J.L.M. Recherches experimentales sur le mouvement des liquides dans les tubes de très petites diametrès // Comptes Rendus. 1841. V. 2. P. 961 – 1041.
951. Polzin J. Strömugsuntersuchungen an einem ebenen Diffusor // Ingenieur-Archiw. 1940. Helt. S. 30 – 49.
952. Prechter H.P. Gesichtpunkte zur Auslegung von Diffusoren unter Berücksichtigung neuerer Forschungsergebnisse // Der Maschinenmarkt. 1961. Bd. 13. N82. S. 31 – 39.
953. Price J.T. Chimney flow improvement // Power Engineering. 1967. September. P. 52 – 55.
954. Raghunathan S., Kar S. Theory and performance of conical diffuser exit duct combi-nations // Paper, Amer. Soc. Mech. Eng. 1968. V. NWA / FE-45. 8 p.
955. Rao B.C.S., Lakshmana R.N.S., Shivaswamy M. S. Distribution of energy losses at conduit trifurcations // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1968. V. 94. N 6. P. 1363 – 1374.
956. Rao D.M. A method of flow stabilisation with high pressure recovery in short conical diffussers // Aeronaut. J. 1971. V. 75. N725. P. 336 – 339.
957. Rao D.M., Raju K.N. Experiments on the use of screens and splitters in a wide-angle conical diffuser // Techn. Note Nat. Aeronaut. Lab. Bangalore. 1964. N AE-24. 23 p.
958. Rao D.M., Raju K.N. The use of splitters for flow control in wide angle conical diffusers // Techn. Note. Nat. Aeronaut. Lab. Bangalore. 1964. N AE-26. 19 p.
959. Rao N.S., Lakshmana, Rao B.C.S., Ramaswamy R.I. Pressure losses at trifurcations in closed conduits // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1967. V. 93. N 3. P. 51 – 64.
960. Rao P., Samba S., Vyas B.D., Raghunathan S. Effect of inlet circulation on the performance of subsonic straight conical diffusers // Indian J. Technol. 1971. V. 9. N 4. P. 135 – 137.
961. Rao P.V., Dass H.S. Design and testing of streamline shapes for axisymmetric diffuser // J. of the Institute of Engineers. India. 1981. V. 62. Prt. ME 2. P. 39 – 46.
962. Rao P.V., Sharma S.N.P. Energy loss at abrupt pipetrifurcations // Univ. Roorkee Res. J. 1968. V. 10. N 3 – 4. Part 1. P. 43 – 53.
963. Rapp R., Alperi R.W. Pressure loss in convoluted pipes // Building systems design. 1970, April. P. 26 – 28.
964. Rehnue K. Druckverlust in Stabbündeln mit Spiraldraht-Abstandshaltern // Forsch. Ingenieurwes. 1969. V. 35. N 4. S. 107 – 112.
965. Reichert V. Theoretisch – experimentelle Untersuchungen zur Widerstandscharakteristik von Hydralikventilen // Wissenschaftliche Zeit der Technischen Univer. Dresden. 1982. Bd. 3. Heft 2. S. 149 – 155.
966. Reiner M., Scott Blair G.W. The flow of blood through narrow tubes // Nature (Engl.). 1959. V. 184. №4683. Suppl. N6, 354 p.
967. Richter A., Naudascher E. Fluctuating forces on a rigid circular cylinder in confined flow // Journ. of Fluid Mechan. 1976. V. 78. N 3. P. 561 – 576.
968. Richter H. Der Druckabfall in gekrümmten glatten Rohrleitungen, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens // VDI. 1930. Heft 338. S. 30 – 47.
969. Richter H. Rohrhydraulik. Berlin. 1954. 328 s.
970. Rimberg D. Pressure drop across sharp-end capillary tubes // Industr. and Engng. Chem Fundament. 1967. V. 6. N 4. P. 599 – 603.
971. Ringleb F.O. Two-dimensional flow with standing vortexes in ducts and diflusers // Trans. ASME. 1960. V. s. D82. N4. P. 921 – 927.
972. Ringleb T. Two-dimensional flow with standing vortexes in diffusers // Trans. ASME. S.D. 1960. N 4. P. 130 – 135.
973. Robertson J., Rutherford G.S. Turbulence effect on drag of angular blunt bodies // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Eng. 1969. V. 95. N2. P. 781 – 785.
974. Robertson J.M., Fraser H.R. Investigation of the boundary layer stall in a conical diffuser // Trans. ASME. 1961. V. 81. N 1. P. 35 – 43.
975. Robertson J.M., Fraser H.R. Separation prediction for conical diffusers // J. of basic / Trans. ASME. 1960. V. 82. s. D. N 1. P. 135 – 145.
976. Robinson K.K., Briggs D.E. Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes // Chem. Engng. Rrogr. Sympos. 1966. V. 62. N 64. P. 177 – 184.
977. Rothfus R.R., Sartory W.K., Kermode R.J. Flow in concentric annuli at high Reynolds numbers // AJE. Journal. 1966. V. 12. N6. P. 1086 – 1091.
978. Rubatta A. Numeri di resistenza per fortissime scabrezze relative // Energia elletr. 1968. V. 45. N 3. P. 188 – 193.

Справочник по гидравлике

979. Rummer R.R., Drinker P.A. Resistance to laminar flow through porous media // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1966. V. 92. N 5. P. 155 – 163.
980. Rumpf H. Über das Ansetzen fein verteiler Stoffe an den wänden von Strommungs Kanälen // Chem. Ingr. Techn. 1953. Bd. 25. N 6. S. 317 – 327.
981. Runstandler P.W., Dean R.C. Straight channel diffusor performance at high inlet Mach numbers // Paper Amer. Soc. Mech. Eng. 1968. NWA / FE-19. 16 p.
982. Ruus E. Head losses in wyes and manifolds // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civ. Eng. 1970. V. 96. N 3. P. 593 – 608.
983. Sagi J. The design and performance of two-dimensional curved subsonic diffusers // Dissert. Abstrs. 1968. V. B. 28. N7. 286 p.
984. Sakra T., Kuchler M., Lěcjaks L. Tiakové stráty při průtoku tekutin sity // Sb. vedeck. praci Vysoké školy chem. – technol. Pardubice. 1967. sv. 2. S. 189 – 203.
985. Schlag Alb. Les pertes de charge en conduites transportant des materiaux solides // Bull. mens. Cente beige etude et docume. eaux. 1960. N 111. P. 70 – 76.
986. Schlichting H., Gersten K. Berechnung der Stromung in rotationssymmetrischen Diffusoren mit Hilfe der Grenzschichfteorie // Flugwissenschaft Zeitschrift.1961. Bd. 9. N 4 – 5. S. 18 – 27.
987. Schmidt D. Die Druckabfallberechnung für Kompressible Medien // Rohre, Rohrleitungsbau und Rohrleitungstransport. 1966. V. 5. N 2. S. 84 – 86.
988. Scholz N. Berechnung des laminaren und turbulenten Druckabfalles im Rohreinlauf // Chem-Ingr. Techn. 1960. V. 32. N6. S. 404 – 409.
989. Schubart. Der Verlust in Kniestücken bei glatter und rauher Wandung // Mitteilungen des Hydraulischen Inst. der Technischen Hochschule. Munchen. 1929. Heft 3. S. 13 – 25.
990. Shárán V.R. Characteristics of flow through two-dimensional screen and perforated plates // J. of Sci. Ind. Res., 1975. V. 34. N 2. P. 82 – 92.
991. Shárán W.Kr. Improving diffuser performance by artificial means // AJAA Journal. 1972. V. 10, N 8. P. 1105 – 1106.
992. Sharma H.D., Varshney D.V., Chaturvedi R.N. Energy loss characteristics in closed conduit bends (an air model study) // Proc. 42nd Annu. Res. Sess. Madras, 1972. V. 2B. P. 11 – 18.
993. Shimizu Y., Sugino K. Hydraulic losses and flow patterns of a swirling flow in U-bends // Bulletin of the JSME. 1980. V. 23. N 183. P. 1443 – 1450.
994. Shiragami N., Inoue I. Pressure losses in square section bends // J. of chemical Eng. of Japan. 1981. V. 14. N 3. P. 173 – 177.
995. Shisholm D. Calculate pressure losses in bends and tees during steamwater flow // Engng and Boiler House Rev. 1967. V. 82. N 8. P. 235 – 237.
996. Siedschlag H.J. Die Stromung in diffusoren Verschiedener Querschnittsformen // Wiss. Z. Techn. Univ. Dresden. 1963. Bd. 12. N 1. S. 85 – 96.
997. Sisojev V. O stepenu korisnog dejstva nadzvuě difozora aerotunela // Tehnika. 1961. Sv. 16. N 3. S. 100 – 104.
998. Siwon Z. Waterne badania wspòtczynnica tarcia prostoosiowych rur perforowanych przy przepliwie pod cisnieniem // Pr. nauk Inst. inżyn. sanitar. i wodnej PWr Ser. stud i mater. 1971. V. 11. N 12. S. 53 – 67.
999. Skalička J. Hydraulické stráty skriticich orgánech na potrubi a jejich zavislost na reynoldsove cisle // Sb. Vysokéno učeni techn. Brné 1965. N 1. S. 57 – 63.
1000. Smith A.T., Ward. The flow and pressure losses in smooth pipe bends of constant cross section // J. Roy. Aeronaut. Soc. 1963. V. 67. N 631. P. 437 – 447.
1001. Smith P.L., Van Winkle M. Discharge coefficients through perforated plates at Reynolds numbers of 400 to 3000 // A. I. Ch. E. Journal. 1958. V. 4. N 5. P. 266 – 268.
1002. Smythe W.R. Flow around a sphere in a circular tube // Phys. Fluids. 1961. V. 4. N6. P. 756 – 759.
1003. Sockel H. Abströmung hinter Shaufelgittern // Brennstoff – Wärme-Kraft. 1967. V. 19. N 8. P. 393 – 395.
1004. Sokwan L. Vortex phenomena in a conical diffuser // AIAA Journal. 1967. V. 5. N 6. P. 1072 – 1078.
1005. Song C., Charm S., Kurland G. Energy Losses for blood flowing through tapered tubes and curved tubes // Abstract. Part 4. New York – London – Sydney. 1965. Part 4. 255 p.
1006. Spalding. Versuche über den Strömungsver lust in gekrümmten Leitungen // VDI. 1933. N 6. S. 1 – 17.
1007. Spandler I. Untersuchungen über den Verlust an Rechen beischräger Zuströmung // Mitteilungen des Hydraulischen Institute der Technischen Hochschule, München, 1928. Heft 2. S. 63 – 70.
1008. Sparrow E.M., Lin S.H. The developing laminar flow and pressure drop in the entrance region of annular ducts // J. of Basic Engng. Trans. ASME. 1964. V. 86. S.D. N 4. P. 827 – 833.
1009. Spielbauer M. Die spezifischen astwiderstände von Rohrverweigungen und ihre Bedeutung für die Entegration der Leistungsverluste sowie für die Quershnittsop-timiezung // Bautechnik. 1963. Bd. 40. N 1. S. 19 – 26.
1010. Sprenger H. Druckverluste in 90° – Krummern für Rechteckrohre // Schweizerische Bauzeitung (SBZ). 1969. Bd. 87. N 13. S. 223 – 231.
1011. Sprenger H. Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrummten Diffusoren // Mitt. Inst. Aerodyn. (ETH Zürich), 1959. Bd. 84. N 27. 84 S.
1012. Sprenger H. Messungen an Diffusoren // ZAMP. 1957. Bd. 7. N4. S. 372 – 374.
1013. Spychala F. Versuche zur Ermittlung von Druckverlusten in Rohrleitungen und Formstücken von Luftungsanlagen // Schiffbauforschung. 1968. Bd.7. N 5 – 6. S. 216 – 222.
1014. Squire H.B. Experiments on conical diffuser // Reports and Memoranda. 1950. N 2751, P. 41 – 60.
1015. Steele J.L., Shove G.C. Design charts for flow and pressure distribution in perforated air ducts // Trans. ASAE. 1969. V. 12. N2. P. 220 – 224.
1016. Stengel H., Fischer H.Y. Ergebnisse von strömungestechnischen Untersuchungen an Netztuchern im Windkanal // Schiffbautechnik, 1964. Bd. 14. N 7. S. 374 – 381.
1017. Stevens S.G., Markland E. The effect of inlet conditions on the performance of two annular diffusers // Paper Amer. Soc. Mech. Eng. 1968. NWA / FE – 38. 15 p.
1018. Stock H.W. Compressible turbulent flows in long circular cross-section diffusers of large area ratio // Z. Flugwiss. Weltraumforsch. 1985. Bd. 9. Heft 3. S. 143 – 155.
1019. Stordeur A.N. Drag coefficients for fuel-element spacers // Nucleonics. 1961. V. 19. N 6. P. 74 – 76.
1020. Stratford B.S., Tubbs H. The maximum pressure rise attainable in subsonic diffusers // J. Roy. Aeronaut. Soc. 1965. V. 69. N 652. P. 275 – 278.
1021. Stull F.D., Velkoff H.R. Effects of tranverse ribs on pressure recovery, in two-dimensional subsonic diffusers // AIAA Paper. 1972. N 1141. 11 p.
1022. Szablewski W. Turbulente Stromungen in divergenten kanalen Mittlerer und starker Druckanstieg // Ingr. Arch. 1954. Bd. 22. N 4. S. 268 – 281.
1023. Takami T., Sudou K. Flow through curved piped with elliptic sections // Bulletin of JSME. 1984. V. 27. N 228. P. 1176 – 1181.
1024. Tanaka Z., Jinoya K. New aproximate equation of drag coefficient for spherical particles // J. Chem. Engng. Japan. 1970. V. 3. N 2. P. 261 – 262.
1025. Tied W. Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte // Chemiker

Справочник по гидравлике

Ztg. Chem. Apparat 1966. V. 90. N 23. S. 813 – 821. 1967. V. 91. N 1. S. 17 – 25.
1026. Toms B.A. Some observations on the flow of linear polymer solutions through straight tubes at large Reynolds numbers // Prec. of the Inter. Rheolog. Congr. Schveningen, Holland. 1948. P. 135 – 141.
1027. Torobin L.B., Gauvin W.H. The drag coefficients of single spheres moving in steady and accelerated motion in a turbulent fluid // A.I.Ch.E. Journal. 1961. V. 7. N 4. P. 615 – 619.
1028. Tsao S., Rodgers W. Numerical solutions of transients in pneumatic networks. Part 3. Network problems with branching // Trans. ASME. 1969. V.E. 36. N 3. P. 594 – 597.
1029. Turnblade B. The molecular transit time and its correlation, with the stability of externally pressurized gas-lubricated bearings // Trans. ASME. 1963. V. D85. N 2. P. 297 – 304.
1030. Turton R.K. Design of slurry distribution manifolds // The Engineer Technical Contributors Section. 1966. April, 29. P. 641 – 643.
1031. Uematsu T. Pneumatische Förderung in Lotrechter Rohrleitung // Bull. of JSME. 1965. V. 8. N 31. P 367 – 375.
1032. Uematsu T., Norikawa Y. Druckwerluste im krümmer einer waagerechten Förderung von körnigen Gütern // Bull. JSME. 1961. V. 4. N 15. P. 531 – 538.
1033. Unger J. Strömung in zylindrischen Kanälen mit Verspernmgen bei holen Reynolds-Zahlen // Forschung in ingenieurwesen. 1979. Bd. 45. N 3. S. 69 – 100.
1034. Van Dewoestine R.V., Fox R.W. An experimental investigation on the effect of subsonic inlet Mach number on the performance of conical diffusers // Intern. J. Mech. Sci. 1966. V. 8. N 12. P. 759 – 769.
1035. Villeneuve F. Contribution a Letude de Fecoulement dans on diffuseur a six degres // Publ. scient. et techn Minist. air. 1963. N 397. 69 p.
1036. Vogel C. Untersuchungen über den Verlust in rechtwinkligen Rohiverzweigungen // Mitteilungen des Hydraulischen Institute der Technischen Hochschule. Munchen. 1926. Heft 1, 1928. Heft 2. S. 85 – 105.
1037. Vuskovic G. Der Strömungswiderstand von Formstücken für Gasroh leitungen (Fittings) // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule. München. 1939. Heft 9. S. 30 – 43.
1038. Wasilewski J. Verluste in glatten Rohrkümmern mit kreisrunden Querschnitt bei weniger als 90° – Ablenkung // Mitteilungen des Hydraulischen Instituts der Technischen Hochschule. München. 1932. Heft 5. S. 18 – 25.
1039. Webb A. Head loss of a sudden expansion // Int. J. Mech. End. 1980. V. 8. N 4. P.173 – 176.
1040. Weisbach J. Lehrbuch der Ingenieur und Maschinenmechanik, II Aufl., 1850 u. Experimentalhydraulik, 1855. 320 s.
1041. Weisbach J. Lehrbuch der technischen Mechanik. Berlin. 1875. 320 s.
1042. Wen C.Y., O'Brien W.S., Fan L. Pressure drop through packed beds operated cocurrently // J. Chem. and Engng. Data, 1963. V. 8. N. 1 P. 47 – 51.
1043. Wentz Ch.A., Thodos G. Total and form drag friction factors for the turbulent flow of air through packed and distended beds of spheres // A.I.Ch.E. Journal. 1963. V. 9. N 3. P. 358 – 361.
1044. Werszko D. Badania ilośeiowego wplywu chropowatości i liczby Reynoldsa nu współczynnik strat hydrauliznych 90° krzywakow kolowych // Lesz. nauk. Politechn. wroclawski. 1968. N 173. S. 57 – 78.
1045. White C.M. Streamline flow through curved pipes // Proc. Roy. Soc. Lond. (A), 1929. V. 123. P. 20 – 31.
1046. White G.L. Friction pressure reducers in well stimulation // Petrol. Technol. 1964. V. 16. N 8. P. 865 – 868.
1047. Wielogorski J.W. Flow through narrow rectangular notches // Engineer. 1966. V. 221. N 5761. P. 963 – 965.
1048. Wilkins J.E. Frictional pressure drop in triangular ducts // Trans. ASME. 1965. V. C87, N 3. P. 427 – 428.
1049. Williamson J., Rhone T.J. Dividing flow in branches and Wyes // J. of the hydraulics division. 1973. May. P. 747 – 769.
1050. Winter H. Stromüngsverhältnisse in einem Diffusor mit vorgeschalteten Krummer // Maschinenbau und Wärmenwirtschaft. 1953. Heft 2. S. 38 – 49.
1051. Winternitz F.A.L., Ramsay W.J. Effect of inlet boundary layer on pressure recovery, energy conversion and losses in conical diffusers // J. Roy. Aeronaut. Soc. 1957. V. 61. N 554. P. 15 – 23.
1052. Wolf S., Huntz D.M. Losses in a compact 180-deg. return flow passage as a function of Reynolds number // Trans. ASME. 1970. V. D92. N 1. P. 193 – 194.
1053. Wolf S., Johnston J.P. Effects of nonuniform inlet velocity profiles on flow regimes and performance in two-dimensional diffusers // Paper Amer. Soc. Mech. Eng. 1969. NWA / FE – 25. 13 p.
1054. Wu J.H.T. On a two-dimensional perforated intake diffuser // Aerospace Engng. 1962. V. 21. VII. N 7. P. 13 – 19.
1055. Young D.F. Drag and Lift on spheres within cylindrical tubes // J. Hydraul. Div. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs. 1960. V. 86. N 6. Part 1. P. 47 – 57.
1056. Zabeltitz Ch. Gleichungen für Widerstandsbeiwerte zur Berechnung der Strömungswiderstände von Kugeln und Schüttschichten // Grundlag. Landtechn. 1967. Bd. 17. N 4. S. 148 – 154.
1057. Zumann R. Druckverlust bei quer angestfomten Glattrohrbundem // Chemniker-Ztg. Chem Apparat. 1962. Bd. 86. N 8. S. 275 – 281.

Справочник по гидравлике

Основные условные обозначения к разделу 2

Наименование величины	Обозначение	Размерность величины в системе СИ (МКГСС)
Абсолютная скорость движения	V	м/с
Атмосферное давление	$p_а$	н/м^2
Вакуумметрическая высота всасывания	$H_{вак}$	м
Величина эксцентриситета	e	м
Весовой расход жидкости	G	Н/с, (кГ/с)
Время	t	с, час
Высота	z	м
Высота выступов шероховатости на стенках трубопровода	$k_э$	м
Гидравлические потери	h_w	м
Давление окружающей среды	$p_о$	Па
Давление насыщенных паров жидкости	$p_п$	Па
Диаметр рабочего колеса насоса	D	м
Диаметр трубопровода	d	м
Длина трубопровода	l	м
Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания	$H_{вак}^{доп}$	м
Допускаемый кавитационный запас	Δh	м
Количество лопаток рабочего колеса	z	–
Коэффициент местного сопротивления	ζ	–
Коэффициент быстроходности	n_s	об/мин
Коэффициент кинематической вязкости	ν	м^2/с
Коэффициент кинетической энергии	α	–
Коэффициент полезного действия	η	%
Коэффициент потери напора по длине	λ	–
Коэффициент эжекции	n	–
Магнитная индукция	B	Тл, (Гс)
Массовый расход жидкости	$\dot{m}$	кг/с
Мощность электродвигателя установочная	N	кВт
Напор насоса	H	м, Дж/кг
Объем	W	м^3

Справочник по гидравлике

Наименование величины	**Обозначение**	**Размерность величины в системе СИ (МКГСС)**
Объемный расход жидкости	Q	м^3/с, м^3/час
Окружная скорость движения	U	м/с
Относительная площадь	m	–
Относительная скорость движения	W	м/с
Относительный напор	$\bar{H}$	–
Перепад давления	Δp	Па
Периметр сечения трубопровода	П	м
Плотность вещества	ρ	кг/м^3
Площадь	S	м^2
Подача насоса	Q (L)	м^3/с, м^3/час
Полезная мощность насоса	$N_П$	кВт
Полные потери давления в трубопроводе	Δp_w	Па
Потери давления на местном сопротивлении	$\Delta p_м$	Па
Потери давления на преодоление сопротивления трения (потери по длине)	Δp_l	Па
Проводимость жидкой среды	σ	1/Ом·м
Рабочий обьем камеры насоса	V_0	см^3
Средняя скорость потока жидкости	V	м/с
Статический напорs	$H_{ст}$	м
Угол закрутки лопатки	β	град
Угол наклона диска (блоков)	γ	град
Угол при входе жидкости на лопатку	α	град
Удельная частота вращения	n_y	об/мин
Удельный вес вещества	γ	Н/м^3
Ускорение свободного падения	g	м/с^2
Число оборотов рабочего колеса насоса	n	об/мин
Число рабочих камер	z	–

Справочник по гидравлике

Раздел 2

НАСОСЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Справочник по гидравлике

Задача автора данного раздела – предоставить заинтересованному читателю в кратком изложении возможно больше полезных сведений о насосах. Основное внимание уделяется описанию насосов, их техническим показателям, вопросам подбора и эксплуатации насосных установок. Излагаемый материал не привязан к определенной отрасли техники или производства; тем не менее раздел в значительной степени посвящен насосам и насосным установкам для перекачки воды, широко применяемым в системах водоснабжения, водоотведения, отопления и других отраслях техники. В необходимых случаях даны рекомендации по проектированию насосных установок или их элементов. Приведены ссылки на работы, в которых отдельные вопросы по соответствующим темам разработаны более подробно.

Литература, посвященная насосам: справочная [8, 26, 34, 70], учебная [15, 19, 30], проектировочная [5, 32, 58, 65], нормативная [46, 48] – весьма обширна. Однако хорошая, добротная литература 1960 – 1990 гг., наряду с фундаментальными данными, ценным справочным материалом, содержит немало устаревших сведений. А специализированные труды последних лет стали – из-за малых тиражей – почти библиографической редкостью. Труднодоступной является продукция издательств технической литературы бывших союзных республик. Весьма ограниченные сведения о своем товаре (зачастую два-три показателя) предоставляют и производителя новых, недавно появившихся на российском рынке типов насосов. Автор постарался восполнить этот пробел.

В основу раздела положены работы [6, 22, 45, 70, 71, 87 и др.]. В приложении даны ГОСТы по насосам, утвержденные и действующие на 01.01.2001 г.

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Насосом называется машина для создания потока жидкой среды. Под жидкой средой понимается капельная жидкость, которая может содержать твердую или газовую фазу. Назначение насоса можно определить следующим образом: сообщить капельной жидкости механическую энергию, чтобы обеспечить ее перемещение по трубопроводам (каналам) или передать энергию через жидкость для привода различных устройств и механизмов.

Насосы являются одним из наиболее распространенных типов гидравлических машин. Они отличаются разнообразным конструктивным исполнением, что иногда затрудняет их классификацию. Поток жидкой среды в насосе создается в результате силового воздействия на жидкость в проточной камере или в рабочей камере насоса. По виду рабочей камеры и сообщения ее со входом и выходом насоса различают насосы динамические и объемные (рис. 2.1, 2.3).

Классификация насосов может быть выполнена по различным классификационным признакам [48, 94]:

для динамических насосов:

по виду сил, действующих на жидкость;

по направлению движения жидкой среды;

по виду отвода;

по конструкции рабочего колеса и др.

для объемных насосов:

по характеру движения рабочих органов;

по характеру движения ведущего звена насоса;

по направлению перемещения жидкости;

по виду рабочих органов;

по виду передачи движения к рабочим органам и др.

Полная схема классификации динамических и объемных насосов приведена на рис. 2.1 и 2.3.

Динамическим насосом называется насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся со входом и выходом насоса. К динамическим насосам относятся:

1) лопастные – центробежные и осевые;

2) электромагнитные – кондукционные и индукционные;

3) трения – вихревые, струйные, шнековые, вибрационные и др.

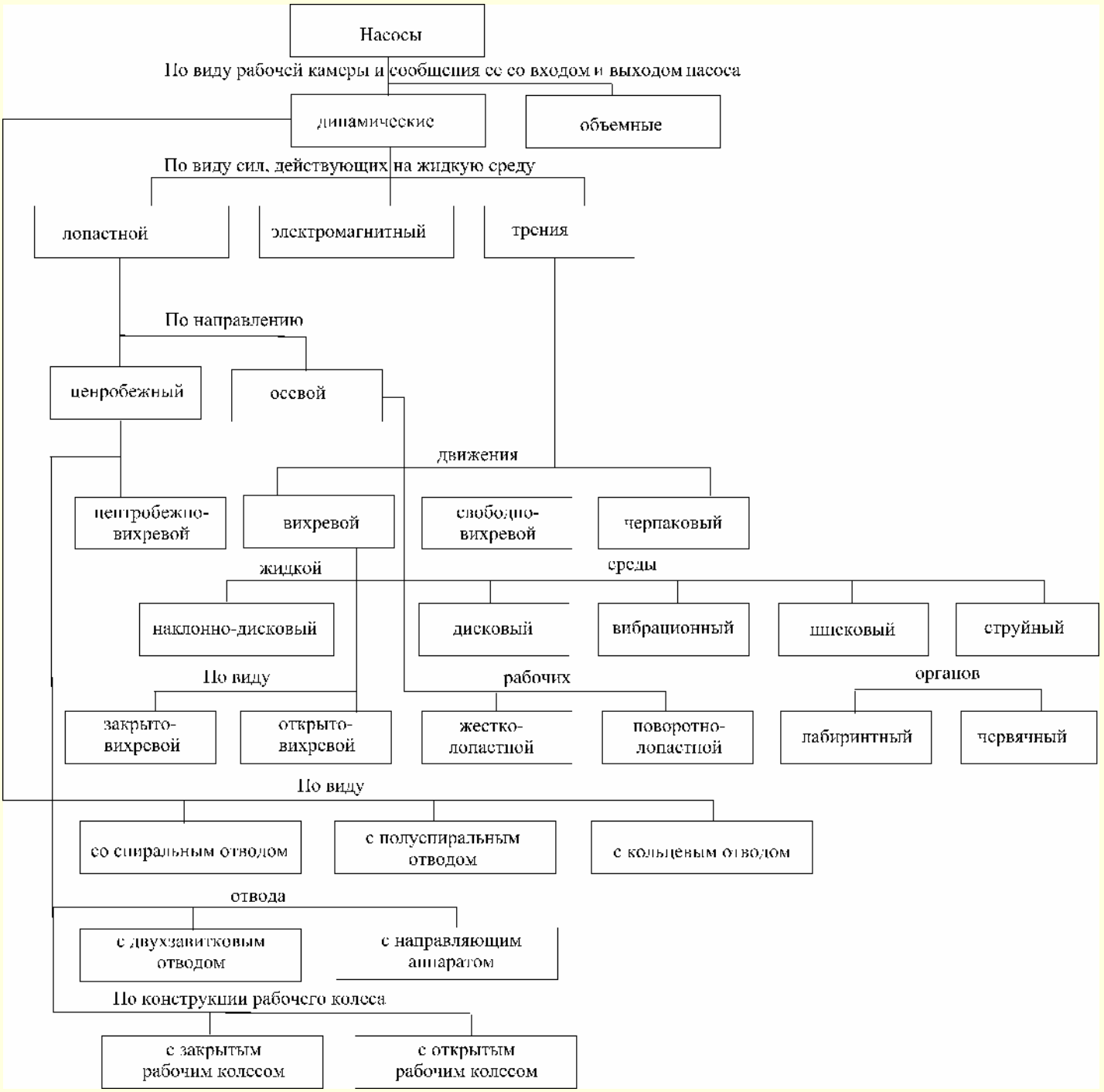


Рис. 2.1. Динамические насосы

На рис. 2.2 показана схема центробежного насоса. Поток жидкой среды поступает во всасывающий патрубок *1* в осевом направлении, меняет направление движения в каналах рабочего колеса *2* на радиальное. Под силовым воздействием лопаток поток жидкости увеличивает скорость движения жидкости и давление в рабочем колесе. После прохождения рабочего колеса жидкость поступает в отвод *3*. Вход и выход насоса постоянно сообщаются между собой.

Объемным насосом называется насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса. К объемным насосам относятся:

1) возвратно-поступательные – поршневые, плунжерные, диафрагменные;

2) крыльчатые;

3) роторные – роторно-вращательные, роторно-поступательные, роторно-поворотные и др.

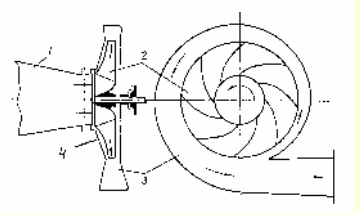


Рис. 2.2. Схема центробежного насоса:
1 – подвод; *2* – рабочее колесо; *3* – отвод; *4* – корпус

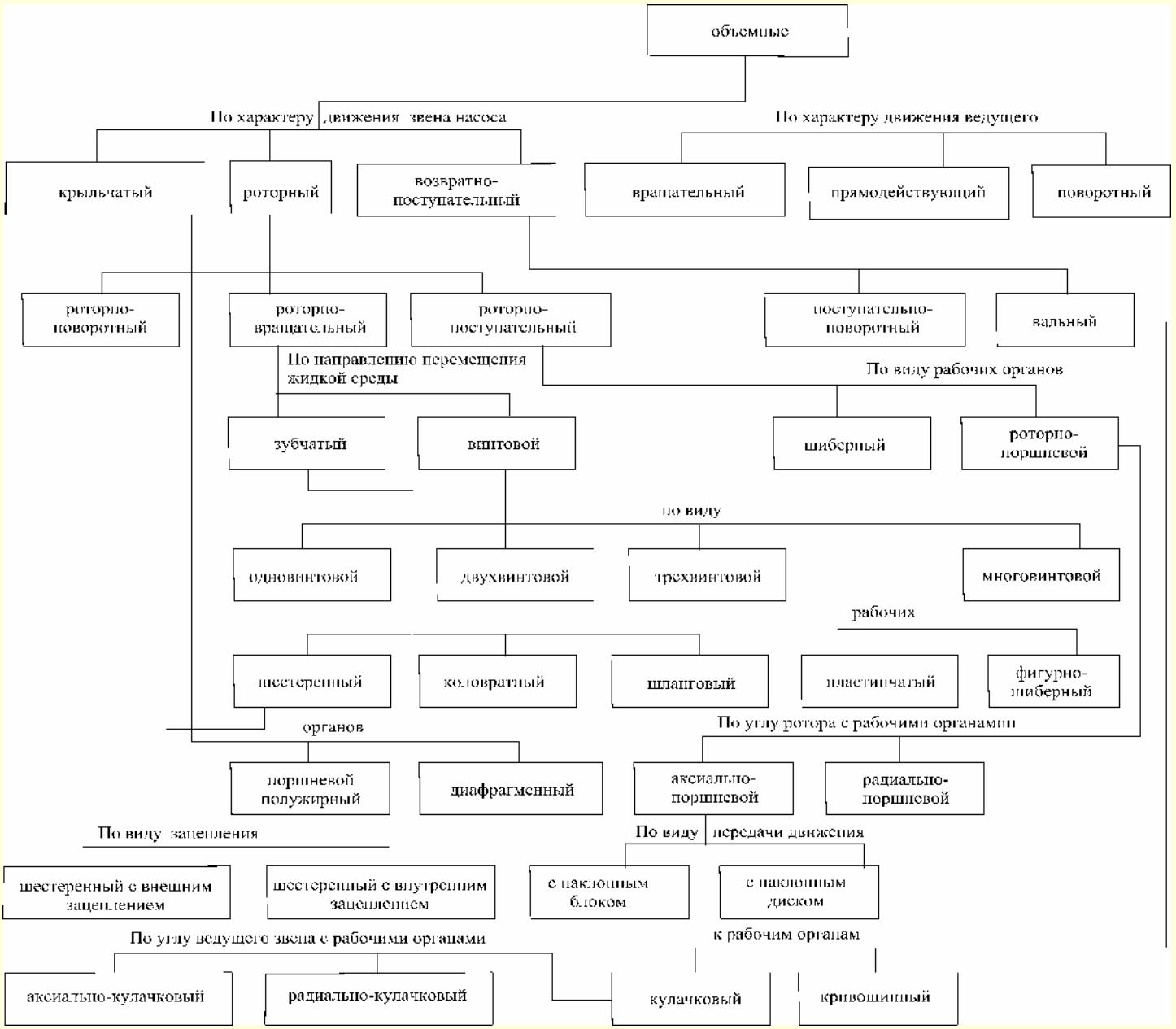


Рис. 2.3. Объемные насосы

На рис. 2.4 показана одна из типовых схем объемного насоса – шестеренного насоса. Насос представляет собой две шестерни, находящиеся в зацеплении. Шестерни находятся в корпусе насоса с малыми зазорами. Одна из шестерен – ведущая, другая – ведомая. При вращении шестерен объем жидкости попадает между зубьями шестерен, изолируется от всасывающей и напорной магистралей, а затем вытесняется зубьями в напорную магистраль.

Дальнейшая классификация по общим признакам динамических и объемных насосов может быть выполнена:

по направлению оси расположения вращения или движения рабочих органов: горизонтальный насос, вертикальный насос;

по расположению рабочих органов: консольный насос, моноблочный насос;

по конструкции опор: с выносными опорами, с внутренними опорами;

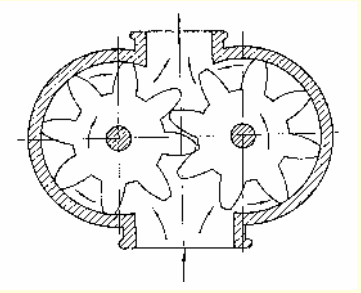


Рис. 2.4. Схема шестеренного насоса

по расположению входа для жидкости в насос: с осевым входом, с боковым входом;

по числу ступеней: одноступенчатый, двухступенчатый, многоступенчатый;

по числу потоков: однопоточный, многопоточный;

по конструкции и виду разъема корпуса: секционный, с торцевым разъемом, с осевым разъемом, двухкорпусный, с защитным корпусом;

по расположению насоса: погружной, скважный, с трансмиссионным валом;

по требованиям эксплуатации: регулируемый, нерегулируемый, дозировочный ручной, реверсивный, обратимый;

по условиям всасывания: самовсасывающий, с предвключенной ступенью, с предвключенным колесом;

по взаимодействию с окружающей средой: герметичный, взрывозащищенный, малошумный, маломагнитный;

по необходимости поддержания температуры среды: обогреваемый, охлаждаемый;

по месту установки: стационарный, передвижной, встроенный;

по размерам: малый, средний, крупный;

по мощности: микро, мелкий, малый, средний, крупный.

Сложившаяся практика классификации насосов отличается от приведенной выше. Насосы называют, например, по отрасли техники, в которой они используются: насос теплоэнергетики, судовой насос, насос атомной промышленности, насос химический и т. д.; или по роду перекачиваемой жидкости: для чистой воды, масляный, нефтяной, бензиновый; по целевому назначению: питательный, смесительный, дозировочный и т. д.

Можно кратко указать требования, которым должен отвечать насос: минимальный размер и минимальная масса; надежность работы, экономичность, удобство технического обслуживания и эксплуатации; возможность изменения технических показателей в широких пределах; высокий КПД; удобство монтажа и демонтажа элементов насоса; невысокая стоимость.

Выбор типа насоса для конкретной установки производится после гидравлических расчетов системы с учетом его технических показателей, конструктивных особенностей, эксплуатационных качеств и стоимости.

2.2. НАСОСНАЯ УСТАНОВКА И ЕЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Насосной установкой называют насосный агрегат, комплектующее оборудование которого смонтировано по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса.

На рис. 2.5. приведена схема насосной установки для перекачки жидкости. Насос *9*, приводимый в движение электродвигателем *10*, засасывает жидкость из расходной емкости *2* и по всасывающей магистрали *5* и напорной магистрали *13* перекачивает жидкость в приемную емкость *16*. Можно указать, что насосная установка имеет следующие элементы: гидробаки (гидроемкости); гидролинии (магистрали, трубопроводы); контрольно-измерительное оборудование (манометры, расходомеры, электроизмерительные приборы); пускорегулирующее оборудование (вентили, задвижки, устройства электрооборудования); противопожарное оборудование; вспомогательное оборудование (тали, кран-балки). Состав сооружений, тип и количество основного и вспомогательного оборудования насосной установки определяется исходя из назначения насосной установки.

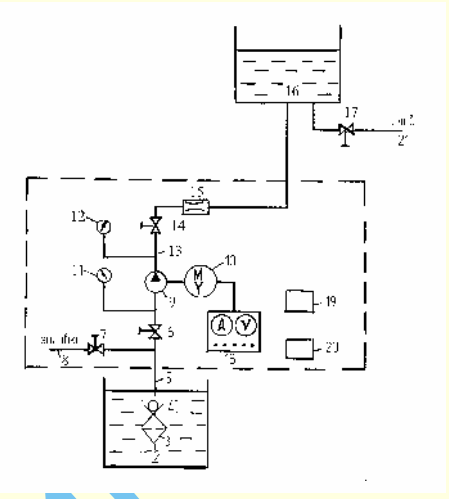


Рис. 2.5. Схема насосной установки:
1 – сооружение (помещение) для насосной установки;
2 – расходная емкость; *3* – фильтр; *4* – обратный клапан;
5 – всасывающая магистраль; *6, 7, 14, 17* – вентили;
8 – магистраль для заливки насосов; *9* – насос;
10 – электродвигатель; *11, 12* – манометры;
13 – напорная магистраль; *15* – расходомер;
16 – приемная емкость; *18* – пульт управления насосной установкой; *19* – противопожарное оборудование;
20 – вспомогательное оборудование; *21* – сливная магистраль

На каждую насосную установку заводится журнал (или паспорт), в котором содержатся следующие разделы: правила ведения журнала, проведение регламента и выполнения работ на установке (оборудовании) в процессе эксплуатации; учет наработки установки и оборудования; учет технических осмотров установки и оборудования; учет неисправности установки и оборудования; оценка состояния установки и оборудования; регистрация изменений в составе насосной установки и оборудования. Указанные выше виды работ выполняются на основании документов (паспортов) элементов насосной установки.

Для использования насоса по целевому назначению к нему необходимо подвести энергию. Существуют различные виды энергии для привода насоса, например, электрическая энергия, механическая энергия, тепловая энергия, солнечная энергия.

Насосным агрегатом называют агрегат состоящий из соединенных между собой насоса или нескольких насосов и приводящего двигателя. Виды насосных агрегатов можно классифицировать:

по роду привода:

электронасосный агрегат, в котором приводящим двигателем является электродвигатель;

трубонасосный агрегат, в котором приводящим двигателем является гидро- или пневмо-турбина;

дизель-насосный агрегат, в котором приводящим двигателем является дизель;

мотонасосный агрегат, в котором приводящем двигателем является карбюраторный двигатель;

гидроприводный насосный агрегат, в котором приводящим двигателем является гидродвигатель;

пневмоприводный насосный агрегат, в котором приводящем двигателем является пневмодвигатель;

Справочник гидравлика

по конструктивному объединению насоса с приводом:

электронасос – насосный агрегат, с приводом от электродвигателя, узлы которого входят в конструкцию насоса;

турбонасос – насосный агрегат, с приводом от турбины, узлы которой входят в конструкцию насоса;

паровой насос – насосный агрегат с приводом от парового цилиндра, распределительное устройство которого входит в конструкцию насоса;

гидроприводный насос – насосный агрегат с приводом от гидроцилиндра, распределительное устройство которого входит в конструкцию насоса;

пневмонасос – насосный агрегат с приводом от пневмоцилиндра, распределительное устройство которого входит в конструкцию насоса.

В системах водоснабжения, водоотведения, отопления и других для привода насоса обычно используют электродвигатели. Таким образом, электронасосный агрегат является наиболее распространенным элементом гидравлических установок.

Паспорт электронасосного агрегата – официальный документ, удостоверяющий тип насоса и его показатели. В паспорте электронасосного агрегата обычно указывается следующее: назначение насоса; характеристики перекачиваемой среды; технические показатели; комплект поставки; устройство и принцип работы; указания по соблюдению мер безопасности; рекомендации по подготовке насоса к работе, по техническому обслуживанию; характерные неисправности и методы их устранения; свидетельство о приемке; гарантийные обязательства; сведения о консервации и упаковке; габаритные чертежи и размеры.

В паспорте насоса могут приводиться и другие сведения, например, материалы основных деталей, чертежи быстроизнашивающихся деталей, методика проверки соосности осей и др.

В паспорте насоса на характеристике насоса обозначена рабочая часть характеристики насоса, т. е. зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация.

Таким образом, в паспорте указываются следующие показатели насоса:

технические – масса, габариты, частота вращения и др.;

эксплуатационные – сроки гарантии, допустимое отклонение показателей, характерные неисправности и др.;

эргономические – уровень шума, уровень вибрации и др.;

надежностные – срок службы, наработка на отказ и др.;

специальные – допустимая температура подшипников, сопротивление изоляции обмоток двигателя и др.

Количество показателей, приводимых в паспорте насоса, обычно определяется организацией, изготавливающий насос.

Насосная установка требует квалифицированного обслуживания и эксплуатации. Для насосной установки составляются инструкции по обслуживанию и эксплуатации. К обслуживанию и эксплуатации насосной установки допускаются только лица, хорошо знающие эксплуатируемую насосную установку, техническую документацию на ее элементы и инструкции по обслуживанию и эксплуатации.

Укажем следующие возможные режимы работы насосной установки:

непрерывный режим работы, при котором насос должен работать непрерывно в течение длительного периода времени, например, насос в действующей скважине;

неравномерный режим работы при постоянно включенном насосе, например, при понижении уровня жидкости в расходной емкости или при неравномерном потреблении в разное время жидкости из приемной емкости;

повторно-кратковременный режим работы установки, характеризующейся периодическим включением и выключением насоса, например, при работе в технологическом процессе;

равномерный режим работы установки при неравномерном потреблении жидкости из расходной емкости, например, за счет установки дополнительной напорной регулирующей емкости;

режим кратковременной работы, например, пожарного насоса и др.

Насосная установка, как правило, состоит из различных систем: гидравлической системы, системы электроснабжения, системы автоматики и др. Понятие системы частично субъективно, так как приходится выделять из насосной установки те элементы и явления, которые отвечают целям исследования и достаточно легко поддаются анализу, синтезу или различным расчетам. Содержание понятия системы связано с тем, что реальные системы обладают пространственной или функциональной замкнутостью. Элемент – часть системы, выполняющий определенные функции.

Гидравлическая система представляет собой совокупность баков, трубопроводов, насосов, контрольно-измерительной и пускорегулирующей аппаратуры и предназначена для выполнения определенных функций.

Система энергоснабжения насосной установки обеспечивает электрическую связь с энергосистемой и обеспечивает непрерывное снабжение всех потребителей насосной установки электроэнергией.

Система автоматики обеспечивает дистанционное управление насосной установкой, системой энергоснабжения и т. д.

2.3. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСА

Для характеристики насоса наиболее часто используют следующие показатели.

Объемная подача насоса Q – объем подаваемой жидкой среды в единицу времени. Объемная подача насоса чаще всего измеряется в следующих единицах: м^3/час, м^3/сек, л/сек, л/мин, л/час, см^3/сек и др.

Массовая подача насоса $\dot{m}$ – масса подаваемой жидкой среды в единицу времени:

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \,. \qquad (2.1)$$

Массовая подача $\dot{m}$ измеряется: кг/час, кг/мин, кг/сек.

Весовая подача насоса G – вес подаваемой жидкой среды в единицу времени:

$$G = \gamma \cdot Q \,. \qquad (2.2)$$

Весовая подача G измеряется: н/час, н/мин, н/сек.

Подача насосной установки зависит от типа насоса, его конструктивного исполнения и гидравлической характеристики сети, в которой работает насос.

Идеальная подача насоса $Q_и$ – сумма подачи и объемных потерь насоса

Справочник по гидравлике

$$Q_{и} = Q + \Delta Q, \qquad (2.3)$$

где ΔQ – объемные потери жидкости в насосе.

Давление насоса p определяется зависимостью

$$p = p_2 - p_1 + \rho\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \rho g(z_2 - z_1), \qquad (2.4)$$

где p_2 и p_1 – давление на выходе и давление на входе в насос;
V_2 и V_1 – скорость жидкой среды на выходе и на входе в насос;
z_2 и z_1 – высота центра тяжести сечения выхода и входа в насос.

Предельное давление насоса $p_2^{пр}$ – наибольшее давление на выходе из насоса, на которое рассчитана конструкция насоса.

Предельное давление на входе в насос $p_1^{пр}$ – наибольшее допустимое давление на входе в насос.

Напор насоса H – величина, определяемая зависимостью [48]:

$$H = \frac{p}{\rho g}, \qquad (2.5)$$

где H – напор, м.

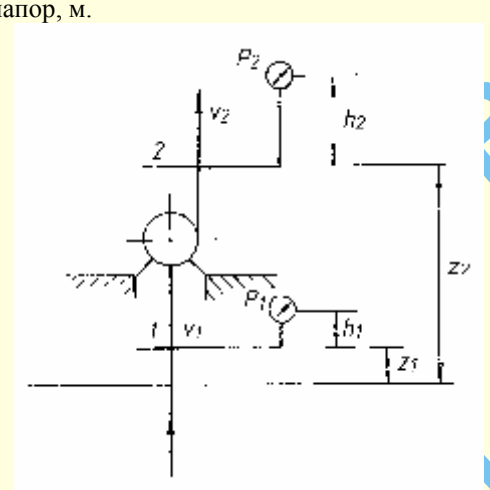


Рис. 2.6. Определение напора насоса

Если обозначить полную удельную энергию жидкости на выходе из насоса (рис. 2.6)

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g},$$

а полную удельную энергию жидкости на входе в насос

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g},$$

то напор насоса H определится выражением

$$H = H_2 - H_1 = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}, \qquad (2.6)$$

т.е напор насоса равен разности значений напора жидкости за насосом и перед ним ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1$).

Напор насоса H представляет собой разность полных удельных энергий при выходе из насоса и на входе в насос, выраженную высотой столба перекачиваемой жидкости. Напор насоса определяется с помощью подключенных к насосу приборов для измерения давления и расхода жидкости. Напор насоса состоит из статического напора $H_{ст}$ и динамического напора $H_{дин}$

$$H = H_{ст} + H_{дин}. \qquad (2.7)$$

Статический напор $H_{ст}$ показывает приращение полной удельной потенциальной энергии жидкости в насосе

$$H_{ст} = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}. \qquad (2.8)$$

Динамический напор $H_{дин}$ показывает приращение полной удельной кинетической энергии жидкости в насосе

$$H_{дин1} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \qquad (2.9)$$

При вычислении напора H предполагается, что движение жидкости на входе и на выходе из насоса турбулентное и коэффициенты кинетической энергии равны, т. е.

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 1.$$

Давление p_2 обычно измеряется манометром. Величина давления p_2, измеренная манометром, отличается от давления в сечении *2*, т.к. манометр установлен на высоте h_2. Поэтому при вычислении напора H необходимо ввести поправку на h_2. При наличии вакуума на входе в насос давление $p_{вак}$ измеряется обычно вакуумметром. Поправку на высоту установки вакуумметра h_1 вводить не следует (трубопровод заполнен воздухом). Тогда напор насоса H можно определить

$$H = h_2 + \frac{p_{ман}}{\rho g} + \frac{p_{вак}}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \qquad (2.10)$$

Если величина h_2 мала, то

$$H = \frac{p_{ман}}{\rho g} + \frac{p_{вак}}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}. \qquad (2.11)$$

Если $d_1 \approx d_2$ и $z_1 \approx z_2$, то напор насоса H приближенно определяется:

$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ (при измерении давления манометрами);

$H = \frac{p_{ман} + p_{вак}}{\rho g}$ (при измерении давления манометром и мановакуумметром).

Мощность насоса N – мощность, потребляемая насосом, определяется по формуле

$$N = M\omega, \qquad (2.12)$$

где M – крутящий момент на валу насоса;
ω – угловая скорость вращения вала.

Мощность представляет собой энергию, подводимую к насосу от источника энергии в единицу времени.

Мощность насосного агрегата представляет собой мощность, потребляемую насосным агрегатом или насосом, в конструкцию которого входят узлы двигателя.

Полезная мощность насоса $N_п$ представляет собой мощность, сообщаемую насосом подаваемой жидкой среде и определяемую зависимостью

$$N_п = \rho g Q H. \qquad (2.13)$$

Гидравлика. Конспект лекций

Коэффициент полезного действия насоса η представляет собой отношение полезной мощности к мощности насоса

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}. \qquad (2.14)$$

Показатель η иногда называют полным КПД насоса (или общим КПД насоса). Он выражает экономичность работы насоса и является важнейшим показателем насоса, особенно для насоса большой мощности.

Полный КПД насоса равен произведению гидравлического $\eta_{\text{г}}$, объемного $\eta_{\text{о}}$ и механического $\eta_{\text{м}}$ коэффициентов полезного действия:

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{м}}. \qquad (2.15)$$

Объемный КПД насоса $\eta_{\text{о}}$ представляет собой отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками, и определяется по формуле:

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{Q}{Q_{\text{и}}}. \qquad (2.16)$$

Гидравлический КПД насоса $\eta_{\text{г}}$ представляет собой отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H}{H + h_w} = \frac{H}{H_{\text{т}}}, \qquad (2.17)$$

где h_w – гидравлические потери;

$H_{\text{т}}$ – теоретический напор насоса.

Механический КПД насоса $\eta_{\text{м}}$ – величина, выражающая относительную долю механических потерь насоса

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N - \Delta N}{N}, \qquad (2.18)$$

где ΔN – механические потери мощности насоса;

N – подведенная мощность к насосу.

Различают: массу насоса – $m_{\text{н}}$; массу насосного агрегата – $m_{\text{а}}$; массу электродвигателя – $m_{\text{э.д}}$.

Коэффициент полезного действия насосного агрегата $\eta_{\text{н.а}}$ представляет собой отношение полезной мощности насоса к мощности, потребляемой насосным агрегатом.

Кавитационный запас Δh представляет собой превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением $p_{\text{п}}$ насыщенных паров перекачиваемой жидкости и определяется зависимостью

$$\Delta h = \frac{p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} - p_{\text{п}}}{\rho g}, \qquad (2.19)$$

где p_1 – абсолютное давление жидкости на входе в насос;

$p_{\text{п}}$ – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости.

Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ представляет собой кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей.

Вакуумметрическая высота всасывания определяется выражением

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_0 - (p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2})}{\rho g}, \qquad (2.20)$$

где p_0 – давление окружающей среды;

p_1 – давление на входе в насос;

V_1 – скорость жидкой среды на входе в насос.

Если $p_0 = p_{\text{а}}$, где $p_{\text{а}}$ – атмосферное давление и величина скорости V_1 мала, то

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{а}} - p_1}{\rho g}. \qquad (2.21)$$

Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей. Изменение технических показателей может происходить в связи с возникновением явления кавитации в элементах насоса.

Подпор – разность высот уровня жидкой среды в опорожняемой емкости и центра тяжести сечения входа в насос. Подпор может быть создан вспомогательным насосом, установленным во всасывающем трубопроводе или повышением давления газа в расходном емкости.

Высота самовсасывания – высота самозаполнения подводящего трубопровода самовсасывающим насосом (агрегатом).

Частота вращения – n, об/мин.

Габаритные размеры насоса (насосного агрегата): $L_1 \times L_2 \times L_3$.

Здесь приведены только наиболее употребляемые показатели насоса. Численные значения показателей различных типов насосов будут в дальнейшем пояснены более подробно.

Часть приведенных выше показателей насоса может использоваться для маркировки насоса.

2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И РЕЖИМЫ ИХ РАБОТЫ

Характеристика динамических насосов – графическая зависимость основных технических показателей насоса от подачи при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Характеристика объемных насосов – графическая зависимость основных технических показателей от давления при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Кавитационная характеристика – графическая зависимость основных технических показателей насоса от кавитационного запаса или вакуумметрической высоты всасывания при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос, давления для объемных насосов и подачи для динамических насосов.

Рабочая часть характеристики насоса – зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация.

Регулировочная характеристика насоса – графическая зависимость подачи от частоты вращения (циклов) или длины хода рабочего органа при постоянных значениях вязкости, плотности жидкой среды на входе в насос и давления на входе и выходе насоса.

Поле насоса – рекомендуемая область применения насоса по подаче и напору, получаемая изменением частоты вращением или обточкой рабочего колеса по внешнему диаметру. Подбор насосов производится по полям насосов, которые приводятся в каталогах насосов или другой

Справочник по гидравлике

документации. Для лопастных, вихревых и центробежно-вихревых насосов графики построены в координатах $Q – H$; для объемных насосов графики построены в координатах $Q – p$.

Номинальный режим насоса – режим работы насоса, обеспечивающий заданные технический показатели.

Оптимальный режим насоса – режим работы насоса при наибольшем значении КПД.

Кавитационный режим насоса – режим работы насоса в условиях кавитации, вызывающей изменения основных технических показателей.

2.5. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ХАРАКТЕРНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Динамический насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся со входом и выходом. Для привода этого типа насосов наиболее часто используют электродвигатель. Для проектируемых динамических насосов общего назначения в соответствии со стандартом рекомендуются следующие показатели [46]:

1. Номинальная подача – Q ($м^3$/час) должна выбираться из ряда:

0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3150; 4000; 5000; 6300; 8000; 10000; 12500; 16000; 20000; 25000; 31500; 40000; 50000; 63000; 80000; 100000.

2. Номинальный напор насоса – H (м) для одной ступени насоса должен выбираться из ряда:

1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,0; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 32; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280.

3. Номинальная частота вращения – n (об/мин) должна выбираться из ряда:

2900; 1450; 960; 720; 575; 480; 360; 290; 240; 205; 180.

4. Условные проходы у всасывающего и напорного патрубков должны выбираться из ряда:

10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000 мм.

5. Рекомендуемые условные диаметры рабочего колеса должны выбираться из ряда:

50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630 мм.

Настоящий стандарт не распространяется на насосы специального назначения, индивидуального изготовления и др.

2.6. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ. УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Центробежные насосы (ЦБН) являются одной из самых распространенных разновидностей динамических гидравлических машин. Они широко применяются: в системах водоснабжения, водоотведения, в теплоэнергетике, в химической промышленности, в атомной промышленности, в авиационной и ракетной технике и др.

Центробежный насос относится к типу лопастных насосов.

Простейшая схема горизонтального одноступенчатого ЦБН изображена на рис. 2.7. Основными элементами насоса являются: подвод *11*, рабочее колесо *2*, отвод *7* и корпус *9*. Проточная часть ЦБН состоит из подвода, рабочего колеса и отвода.

Подвод предназначен для подачи жидкости к рабочему колесу с минимальными гидравлическими потерями. Самой простой формой подвода является конфузор. На валу насоса установлено рабочее колесо, оно состоит из одного или нескольких дисков.

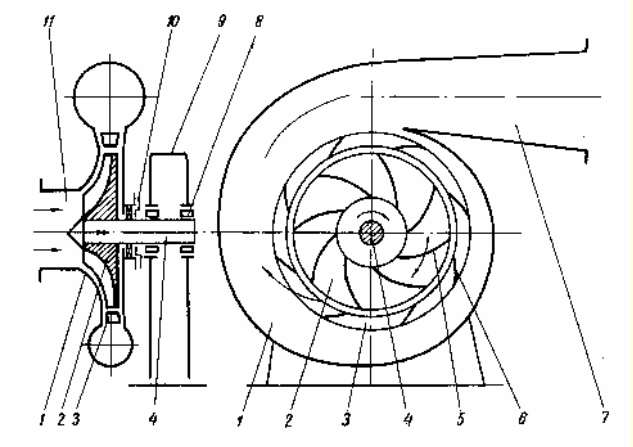


Рис. 2.7. Принципиальная схема центробежного насоса:
1 – рабочая камера; *2* – рабочее колесо;
3 – направляющий аппарат; *4* – вал; *5* – лопатка рабочего колеса;
6 – лопатка направляющего аппарата; *7* – нагнетательный патрубок; *8* – подшипник; *9* – корпус насоса (опорная стойка);
10 – гидравлическое торцовое уплотнение вала (сальник);
11 – всасывающий патрубок

На рабочем колесе имеются лопатки (лопасти), которые имеют сложную форму. Жидкость подходит к рабочему колесу вдоль оси его вращения, затем направляется в межлопаточный канал и попадает в отвод. Отвод предназначен для сбора жидкости, выходящей из рабочего колеса, и преобразования кинетической энергии потока жидкости в потенциальную энергию, в частности в энергию давления. Указанное выше преобразование энергии должно происходить с минимальными гидравлическими потерями, что достигается специальной формой отвода. Корпус насоса предназначен для соединения всех элементов насоса в энергетическую гидравлическую машину.

Лопастный насос осуществляет преобразование энергий за счет динамического взаимодействия между потоком жидкой среды и лопастями вращающегося рабочего колеса, которое является их рабочим органом. При вращении рабочего колеса жидкая среда, находящаяся в межлопаточном канале, лопатками отбрасывается к периферии, выходит в отвод и далее в напорный трубопровод. В центральной части насоса, т. е. на входе жидкости в рабочее колесо насоса, возникает разрежение, и жидкая среда под действием давления в расходной емкости направляется от источников водоснабжения по всасывающему трубопроводу в насос.

Частоту вращения рабочего колеса насоса обозначают через n (об/мин), а угловую скорость – через ω. Связь между ω и n определяется выражением

Справочник по гидравлике

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \qquad (2.22)$$

В настоящее время промышленностью выпускается большое количество различных типов ЦБН, которые можно классифицировать по следующим признакам:

по числу ступеней (колес): одноступенчатые (рис. 2.7), двухступенчатые, многоступенчатые (рис. 2.8);

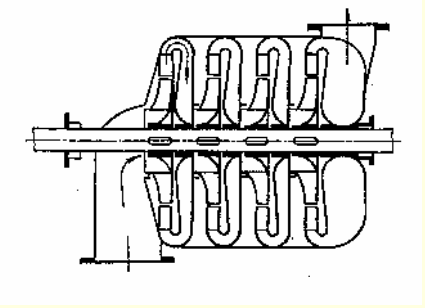


Рис. 2.8. Схема многоступенчатого центробежного насоса

по числу потоков: однопоточные, двухпоточные (рис. 2.9), многопоточные;

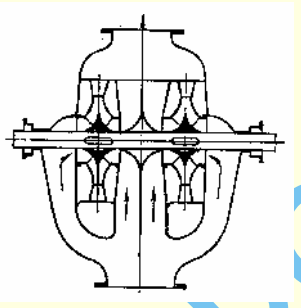


Рис. 2.9. Схема двухпоточного центробежного насоса

по условиям подвода жидкости к рабочему колесу: одностороннего входа (рис. 2.7), двустороннего входа (рис. 2.10);

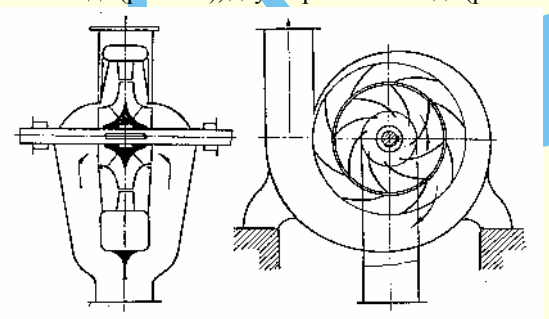


Рис. 2.10. Схема центробежного насоса с двусторонним входом

по условиям отвода жидкости из рабочего колеса: со спиральным отводом (рис. 2.7), с кольцевым отводом, с направляющим аппаратом;

по конструкции рабочего колеса: с закрытым рабочим колесом, с открытым рабочим колесом (рис. 2.11);

по способу привода: с приводом через соединительную муфту, с приводом через редуктор и др.;

по расположению вала: горизонтальные, вертикальные;

с мокрым ротором, с сухим ротором. Насос с сухим ротором – это насос, в котором ротор электродвигателя не соприкасается с перекачиваемой жидкой средой. Насосы с большой подачей жидкости Q, как правило, изготовляются с сухим ротором. Насос с мокрым ротором – это насос, в котором ротор двигателя непосредственно работает в жидкой среде. Статор двигателя (находящийся под напряжением) отделен от ротора гильзой (толщиной 0,1 – 0,3 мм), изготовленной, например, из ненамагничивающейся нержавеющей стали. Смазка подшипников ротора осуществляется жидкой средой, которая и выполняет функцию охлаждения ротора. Вал насоса обычно располагается горизонтально.

Укажем преимущества ЦБН по сравнению с насосами других типов:

пологие характеристики $H = f(Q)$ и $\eta = \eta(Q)$, в результате чего высокие значения напоров H и высокие значения КПД сохраняются в широком диапазоне подач Q;

большая частота вращения, что позволяет в качестве привода для насосов использовать электродвигатели и турбины;

плавная форма изменения мощности N, что позволяет выполнить пуск ЦБН при закрытой выходной задвижке (или при закрытом обратном клапане);

устойчивость в работе насосов и расширение технических показателей H и Q при последовательном и параллельном соединении насосов при работе на один трубопровод;

плавное протекание переходных процессов при изменении режима работы гидросистемы;

расположение насоса выше уровня жидкости в расходной емкости;

изменение показателей насосов H, Q, η за счет различных факторов: обточки диаметра рабочего колеса, изменения частоты вращения, изменения частоты электроснабжения и др.;

невысокая стоимость насоса из-за использования в конструкции насоса сравнительно дешевых конструкционных материалов: сталь, чугун, полимерные материалы;

простота технического обслуживания и эксплуатации;

высокая надежность в работе;

большие подачи жидкости Q ;

равномерный с малыми пульсациями давления поток жидкости;

возможность успешной работы на «загрязненных» жидкостях.

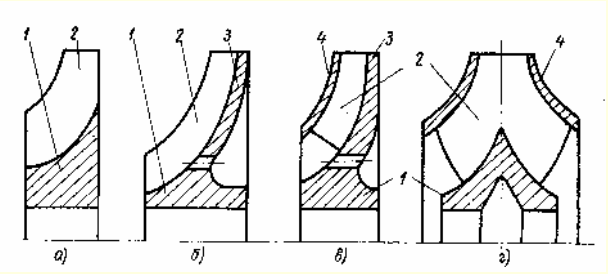


Рис. 2.11. Схемы различных рабочих колес:
а – открытого типа; *б* – полузакрытого типа; *в* – закрытого типа;
г – рабочее колесо закрытого типа с двусторонним входом;
1 – втулка; *2* – лопатка; *3* – несущий диск; *4* – покрывающий диск

Но ЦБН обладают и рядом недостатков:

требуют заливки перед пуском;

имеют склонность к кавитации;

имеют пониженное значение КПД при перекачивании вязких жидкостей;

имеют небольшое значение КПД при малой подаче жидкости Q и большое значение напора H и др.

Центробежные насосы целесообразно использовать в области больших подач жидкости Q и низких и средних напоров жидкости H.

ПРОЗВОНИГ ПО ЛДРОВЛИКЕ

2.7. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Частицы жидкости, проходя каналы вращающегося рабочего колеса, совершают сложное движение. Обозначим скорости движения частиц жидкости в рабочем колесе (рис. 2.12):

U – скорость переносного движения частиц жидкости (окружная скорость);

$$U = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi r n}{30}; \qquad (2.23)$$

W – скорость движения частиц жидкости относительно лопатки рабочего колеса (относительная скорость движения);

V – скорость абсолютного движения частиц жидкости.

Скорости частиц жидкости в момент времени поступления на лопатку обозначим индексом 1, а в момент времени выхода с лопатки обозначим индексом 2. Тогда:

$$\overline{V_1} = \overline{U_1} + \overline{W_1};$$

$$\overline{V_2} = \overline{U_2} + \overline{W_2}.$$

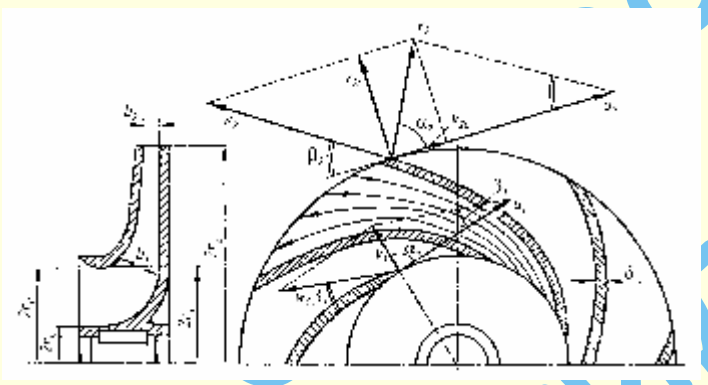


Рис. 2.12. Схема движения жидкости в рабочем колесе: $D_2 = 2\,r_2$.

В теории ЦБН используют окружные и радиальные составляющие абсолютной скорости и углы $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ (рис. 2.12) :

$$V_{1r} = V_1 \sin\alpha_1;\ V_{2r} = V_2 \sin\alpha_2; \qquad (2.24)$$

$$V_{1u} = V_1 \cos\alpha_1;\ V_{2u} = V_2 \cos\alpha_2. \qquad (2.25)$$

Угол α_1 определяет направление потока жидкости при входе на лопатку;

угол α_2 определяет направление потока жидкости на выходе из лопатки;

угол β_1 определяет наклон лопатки на входе в рабочее колесо (угол закрутки лопатки);

угол β_2 определяет наклон лопатки на выходе из рабочего колеса (угол закрутки лопатки).

В ЦБН величины угла β_2 могут быть различными (рис. 2.13):

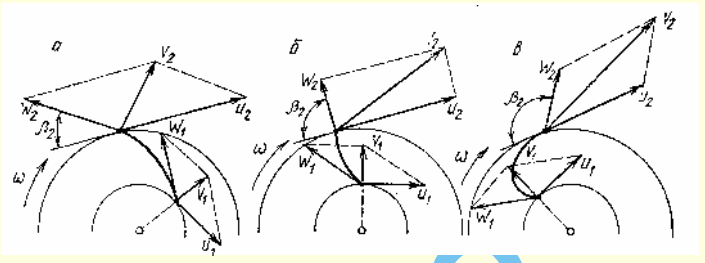


Рис. 2.13.. Формы лопаток рабочего колеса: *а* — $\beta_2 < 90°$; *б* — $\beta_2 = 90°$; *в* — $\beta_2 > 90°$

При $\beta_2 < 90°$ – лопатки отогнуты назад (загнуты против вращения рабочего колеса);

$\beta_2 = 90°$ – радиальные лопатки;

$\beta_2 > 90°$ – лопатки загнутые вперед (по ходу вращения рабочего колеса);

Наиболее часто используют ЦБН с лопатками, в которых угол $\beta_2 < 90°$.

Обычно : $\beta_1 = 20 \div 30°$; $\beta_2 = 16 \div 40°$ [71]. Влияние угла β_2 на напор идеального насоса с бесконечно большим количеством лопаток z показано на рис 2.14.

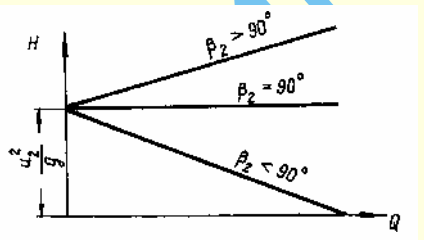


Рис. 2.14. Влияние угла β_2 на напор насоса

Теоретическая подача насоса определяется:

$$Q = VS,$$

где V – характерная скорость;

S – характерная площадь.

Для насоса:

$$Q = \pi D_2 b_2 V_{2r} = \pi D_2 b_2 V_2 \sin\alpha_2, \qquad (2.26)$$

где D_2 – диаметр рабочего колеса;

b_2 – ширина канала на выходе из рабочего колеса (рис. 2.12).

Количество лопаток z и их толщина δ оказывают влияние на подачу насоса Q ($z = 4 \div 24$; $\delta = 1 \div 10$мм). Тогда с учетом влияния лопаток имеем:

$$Q_z = \psi_2 \pi D_2 b_2 V_{2r}, \qquad (2.27)$$

где ψ_2 – поправочный коэффициент, учитывающий влияние лопаток на подачу насоса;

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta}{\pi \sin\beta_2 D_2};$$

$$\psi_2 \approx 0,7 \div 0,9.$$

Действительная подача насоса определяется:

$$Q_д = \eta_o Q_z, \qquad (2.28)$$

где η_o – объемный КПД насоса; $\eta_o = 0,85 \div 0,98$.

Теоретический напор насоса определяется:

$$H_{z=\infty} = \frac{U_2 V_2 \cos\alpha_2 - U_1 V_1 \cos\alpha_1}{g}. \qquad (2.29)$$

ГУАП. Учебное пособие

Если $U_2 > U_1$, то

$$H_{z=\infty} = \frac{U_2 V_2 \cos\alpha_2}{g} = \frac{U_2 V_{2u}}{g}. \qquad (2.30)$$

Действительный напор насоса определяется:

$$H_z = \eta_г \kappa_z H_{z=\infty}, \qquad (2.31)$$

где $\eta_Г$ – гидравлический КПД насоса; $\eta_г = 0{,}80 \div 0{,}95$;

k_z – коэффициент, учитывающий влияние на напор количества лопаток z [32];

$$\kappa_z = \frac{1}{1 + \frac{2\psi}{z\left[1-(r_1/r_2)^2\right]}}, \qquad (2.32)$$

$$\psi = (0{,}55 \div 0{,}65) + 0{,}65\sin\beta_2;$$

$$k_z \approx 0{,}6 \div 0{,}9.$$

Для приближенной оценки значения напора H можно воспользоваться зависимостью

$$H_z = k_1 \frac{U_2^2}{g} = \frac{k_1}{g}\left(\frac{\pi D_2 n}{60}\right)^2, \qquad (2.33)$$

где $k_1 = 0{,}45 \div 0{,}55$.

Например: для насоса К20/30 при $D_2 = 162$ мм, $n = 2900$ об/мин и $k_1 = 0{,}5$ имеем

$$H = \frac{0{,}5}{9{,}81}\cdot\left(\frac{3{,}14\cdot 0{,}162\cdot 2900}{60}\right)^2 = 30{,}8 \text{ м}.$$

По паспорту насоса К 20/30 имеем $H = 30$ м.

КПД насоса определяется

$$\eta = \frac{N_п}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}. \qquad (2.34)$$

Полный КПД насоса определяется

$$\eta = \eta_о \eta_г \eta_м, \qquad (2.35)$$

где $\eta_м$ – механический КПД насоса;

$$\eta_м = 0{,}90 \div 0{,}97. \qquad (2.36)$$

Пересчет показателей насоса на другую частоту вращения производится по соотношениям

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2};\ \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2;\ \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3; \qquad (2.37)$$

$$Q_2 = Q_1\frac{n_2}{n_1};\ H_2 = H_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2;\ N_2 = N_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \qquad (2.38)$$

где n_1 – первая частота вращения;

n_2 – вторая (новая) частота вращения.

Коэффициент быстроходности n_s ЦБН определяется:

$$n_s = 3{,}65\cdot\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \qquad (2.39)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, об/мин;

Q – подача насоса, м^3/с;

H – напор насоса при максимальном значении КПД, м.

Для насоса с двусторонним входом подставляется значение подачи, равное $\frac{Q}{2}$.

При значениях $n_s = 40 \div 80$ насос считается тихоходным; при $n_s = 80 \div 150$ насос считается нормальным; при $n_s = 150 \div 300$ насос считается быстроходным. Для осевых насосов $n_s = 600 \div 1200$ (табл 2.1).

В теории ЦБН используют и другой показатель n_y – удельную частоту вращения:

$$n_y = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \qquad (2.40)$$

Показатели n_s и n_y являются числами подобия для лопаточных насосов. Коэффициент n_s связан с формой рабочего колеса ЦБН; при увеличении коэффициента n_s ширина колеса b_2 растет, а диаметр колеса D_2 – уменьшается (рис. в табл. 2.1).

Кавитационные показатели насоса:

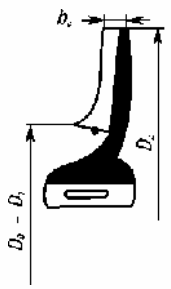
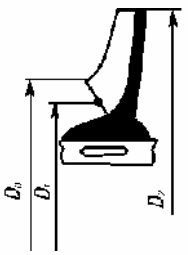
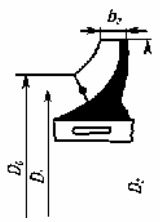
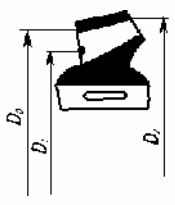
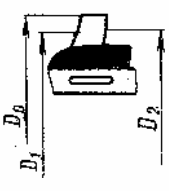
$H_{вак}^{доп}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания (определяется по паспорту насоса или по характеристикам насоса);

$H_{вак} = \frac{p_a - p_1}{\rho g}$ – вакуумметрическая высота всасывания (обычно рассчитывается).

Максимально допустимая частота вращения рабочего колеса насоса определяется

Таблица 2.1

Типы рабочих колес с различной быстроходностью

Центробежные насосы			Колесо диагонального насоса	Колесо осевого насоса
Тихоходное колесо	Нормальное колесо	Быстроходное колесо		
				
$n_s = 40 \div 80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2{,}5$	$n_s = 80 \div 150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_s = 150 \div 300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1{,}8-1{,}4$	$n_s = 300 \div 600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1{,}2-1{,}1$	$n_s = 600 \div 1200$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0{,}8$

Справочник по гидравлике

$$n_{max} = \frac{c}{\sqrt{Q}}\left(\frac{p_1 - p_п}{10\gamma}\right)^{\frac{3}{4}}, \qquad (2.41)$$

где Q – подача насоса;

p_1 – давление на входе в насос;

$p_п$ – давление насыщенных паров жидкости;

c – кавитационный коэффициент быстроходности.

Для обычных насосов величина $c = 800 \div 1000$, для насосов с повышенными кавитационными свойствами величина $c = 1300 \div 3000$.

2.8. МАРКИРОВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Промышленность выпускает большое количество различных типов ЦБН. На заводах они могут изготовляться серийно или по индивидуальным заказам. В эксплуатации находится большое количество ЦБН, маркированных по старым нормативным документам. Приведем маркировку ЦБН – как старых, так и новых насосов. Маркировку ЦБН необходимо знать при проектировании насосной установки, при эксплуатации насосной установки, при выходе из строя ЦБН и замены его на новый и т. д. В настоящее время отсутствует единая методика маркировки ЦБН.

При маркировке ЦБН используются заглавные буквы, сочетание заглавных букв, прописные буквы, цифры и сочетание цифр. Прежние марки ЦБН, например, включали:

– цифры, обозначающие диаметр входного патрубка в мм, уменьшенный в 25 раз и округленный;

– прописные буквы, обозначающие тип насоса;

– цифры после букв и дефиса, обозначающие коэффициент быстроходности n_s, уменьшенный в 10 раз;

– цифры после знака умножения, обозначающие в многоступенчатых ЦБН число ступеней.

Приведем примеры.

Насос 4К-6 — консольный насос, диаметр всасывающего патрубка насоса равен 100 мм, коэффициент быстроходности $n_s = 60$.

Насос 10М-8х6 — многоступенчатый насос, диаметр всасывающего патрубка равен 250 мм, коэффициент быстроходности $n_s = 80$, количество ступеней равно 6.

Насос 12Д-13 — насос центробежный двусторонний типа Д, диаметр всасывающего патрубка равен 300 мм, коэффициент быстроходности $n_s = 130$.

Для перекачки химически агрессивной жидкости используют ЦБН, рабочие органы которого выполняют из материалов, стойких к воздействию перекачиваемой жидкости. Для этого типа насосов используют следующие буквенные обозначения:

Х – химический консольный на отдельной стойке;

АХ – химический консольный для перекачивания жидкости с твердыми включениями;

ХГ – химический герметичный моноблочный с электродвигателем;

ХП – химический погружной;

ХПА – химический погружной для перекачивания жидкости с твердыми включениями;

ПХП – химический погружной с выносными опорами.

Например, 4Х-6Е-1 — насос центробежный химический, одноступенчатый, с деталями в проточной части насоса из хромоникельмолибденовой стали, диаметр всасывающего патрубка равен 100 мм, коэффициент быстроходности $n_s = 60$.

В маркировке центробежных насосов в последнее время используют следующие обозначения:

прописные буквы, указывающие тип насоса;

цифры после букв, обозначающие подачу насоса Q, м^3/час;

цифры после косой черты либо после дефиса, обозначающие напор насоса H, м.

Например, насос К20/30 — центробежный насос консольного типа с подачей $Q = 20$ м^3/час, напор $H = 30$ м.

В маркировке центробежных насосов наиболее часто используют следующие заглавные буквенные обозначения и их сочетания:

К – консольный, Н – нефтяной, КМ – консольный моноблочный, ЦН – центробежный, ЦНС – центробежный секционный, ПЦН – пищевой центробежный, ПЭ – питательный, Кс – конденсатный, Ф – фекальный, СМ – фекальный, Д – горизонтальный двустороннего входа, В – вертикальный, ЭЦВ –центробежный для подъема воды, с приводом от электродвигателя, и др.

Прописные буквы обозначают следующее:

В – высоконапорный, С – средненапорный, Х – химический, А – первый вариант обточки рабочего колеса, Б – второй вариант обточки рабочего колеса и т. д.

Центробежный насос может быть соединен с различными типами электродвигателя, например, насос К20/30 – с четырьмя типами электродвигателей. Вопрос о маркировке электродвигателей можно найти в специальной литературе (см. разд. 3, п. 3.8.2).

Вопрос о маркировке центробежных насосов, выпускаемых фирмами различных государств, может быть решен только после ознакомления с нормативной документацией этих фирм.

Таким образом, расшифровка маркировки насоса (насосного агрегата) может быть выполнена с помощью паспорта насоса (насосного агрегата), соответствующего ГОСТа и специальной литературы.

2.9. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Характеристика центробежного насоса представляет собой графическую зависимость основных технических показателей насоса: напора H, мощности N, КПД и допускаемой вакуумметрической высоты всасывания $H_{вак}^{доп}$ (или допускаемого кавитационного запаса $\Delta h_{доп}$), – от подачи Q при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса n, вязкости ν и плотности ρ жидкой среды на входе в насос.

Характеристика насоса может быть получена в результате испытаний насоса на специально оборудованном для этих целей стенде. Методика проведения таких испытаний изложена [27, 28]. Характеристики различных типов насосов обычно приводятся в каталогах насосов [2 ,45, 47, 51].

На характеристиках обычно указывается тип насоса и частота вращения рабочего колеса. В качестве примера на

Справочник по гидравлике

рис. 2.15 и рис. 2.16 приведены характеристики горизонтального одноступенчатого консольного насоса типа К90/20 при испытаниях на воде и при $n = 2900$ об/мин (по старой классификации насос 4К-18).

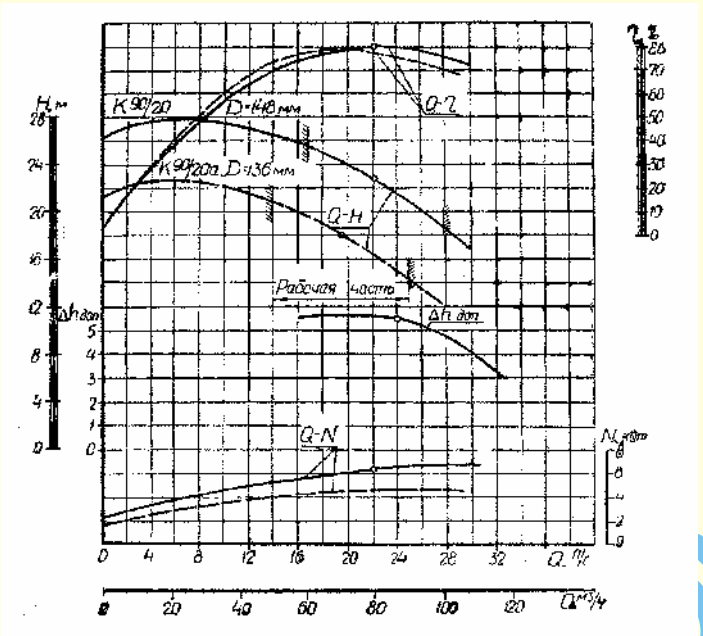


Рис. 2.15. Характеристика насоса К90/20, испытанного на воде ($n = 2900$ об/мин)

Кривые, показанные на характеристиках насоса сплошными линиями, соответствуют нормальному диаметру рабочего колеса; кривые, изображенные штриховыми линиями, соответствуют рабочему колесу, которое обточено по внешней окружности. Обточка рабочего колеса насоса позволяет расширить область применения ЦБН за счет использования в одном корпусе насоса рабочих колес различного диаметра, т. е. как бы получается новый насос за счет замены рабочего колеса насоса. На рис. 2.15 видно, что при постоянной частоте вращения n уменьшение диаметра рабочего колеса ЦБН примерно на 10% незначительно влияет на КПД насоса.

Изменение диаметра рабочего колеса D_2 ЦБН при $n = \text{const}$ влияет на скорость потока жидкости на выходе из рабочего колеса, а следовательно, на подачу насоса Q и напор насоса H, что видно из следующих формул:

$$Q_z = \psi_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot v_{2r};$$

$$H_z = \frac{k_1}{g} \cdot \left(\frac{\pi D_2 n}{60} \right)^2.$$

Прямыми линиями со штрихами (или иногда волнистыми линиями) на кривой $Q - H$ выделяется зона, которая называется рабочей частью характеристики насоса, т. е. зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется эксплуатация данного типа насоса. Это зона выбирается из условия, чтобы снижение КПД против η_{max} не превышало 5 — 10%.

На напорной характеристике $Q - H$ выделим начальную точку при $Q = 0$, которая соответствует работе насоса при закрытой выходной задвижке (вентиле). Насос на этом режиме потребляет небольшую мощность (30% от номинальной). Работа насоса при закрытой задвижке возможна лишь ограниченное время.

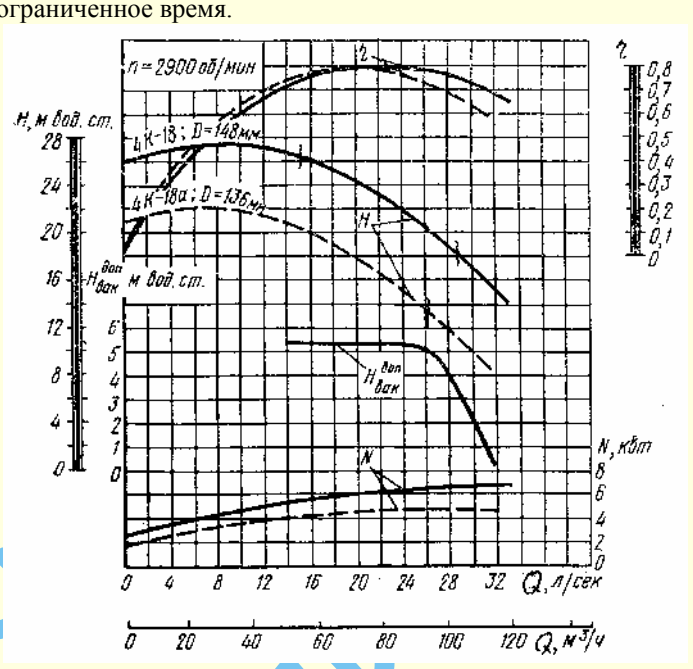


Рис. 2.16. Характеристика центробежного насоса 4К-18

Точка максимальной подачи насоса на кривой $Q - H$ соответствует тому значению подачи, после превышения которой в элементах насоса может начаться кавитация.

Напорная характеристика насоса $Q - H$ может иметь разный вид в зависимости от типа насоса. Кривая может непрерывно снижаться, а может иметь возрастающий участок.

Оптимальная точка на кривой $Q - H$ соответствует максимальному значению КПД. При малых значениях подач Q эксплуатировать ЦБН нецелесообразно, так как он имеет низкое значение КПД.

При подборе насоса с постоянным числом оборотов n строят напорные характеристики насоса $H = f(Q)$ и на них отмечают значения КПД для разных значений Q. Такую характеристику называют универсальной характеристикой ЦБН (рис. 2.17).

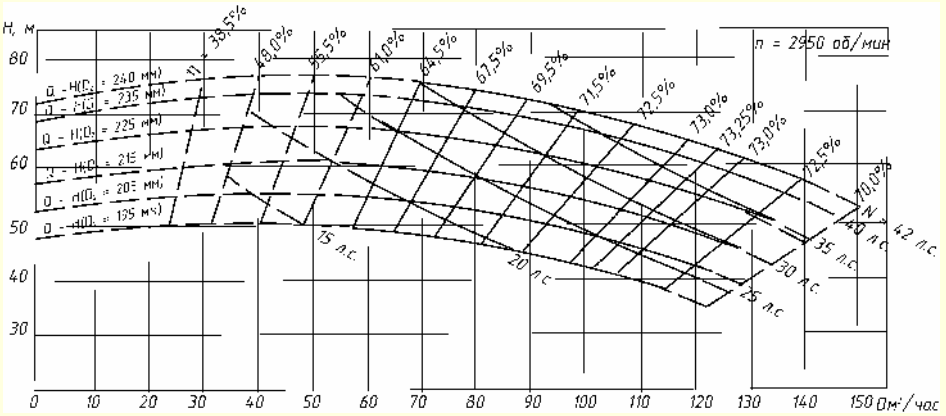


Рис. 2.17. Универсальная характеристика насоса при $n = \text{const}$

Изменение частоты вращения насоса n может быть осуществлено различными устройствами, например, электродвигателем постоянного тока, редуктором и т. д. Универ-

Справочник гидравлика

сальная характеристика ЦБН позволяет оценить работу насоса при любой подаче и различной частоте вращения рабочего колеса. Форма кривых КПД позволяет выбрать оптимальный режим работы насоса, отступления от которого приводят к снижению КПД, а следовательно, к увеличению затрат на эксплуатацию насоса.

Сравнение характеристик насосов одного типа, но имеющих различные значения n_s (например, 12Д-6 и 12Д-9 – – с одинаковыми входными патрубками и разными коэффициентами быстроходности) может быть выполнено в безразмерном виде:

$$\overline{Q} = \frac{Q}{Q_р};\ \overline{H} = \frac{H}{H_р},$$

где $Q_р$, $H_р$ – параметры насоса, соответствующие точке максимального значения КПД. Значения $\overline{Q}$ и $\overline{H}$ могут быть выражены в процентах или в долях единицы. Зависимость $\overline{H} = f\left(\overline{Q}\right)$ называют безразмерной напорной характеристикой данного типа ЦБН. Безразмерная характеристика ЦБН может быть использована, например, для построения характеристики вновь проектируемого насоса.

В работе [17]предлагаются аналитические выражения для напорной характеристики насоса $Q – H$, например:

$$H = H_ф - Q_н^m S_ф = H_ф - h_ф; \qquad (2.42)$$

откуда

$$Q_н = m\sqrt{\frac{H_ф - H}{S_ф}} = m\sqrt{\frac{h_ф}{S_ф}};$$

$$S_ф = \frac{H_а - H_б}{Q_б^m - Q_а^m};$$

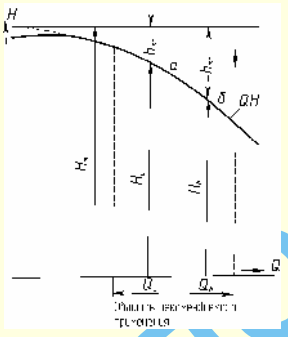


Рис. 2.18. Схема для определения параметров аналитической характеристики центробежного насоса

$$H_ф = H_а + Q_а^m S_ф = H_б + Q_б^m S_ф,$$

где H – высота подъема воды насосом при заданной его производительности $Q_н$;

$S_ф$ – фиктивное сопротивление насоса $\left(\frac{сек}{л}\right)^m$, м.

$H_ф$ – фиктивная максимальная высота водоподъема (рис. 2.18);

$H_а$, $Q_а$ – показатели на левой границе рабочей части характеристики насоса;

$H_б$, $Q_б$ – показатели на правой границе рабочей части характеристики насоса;

m – показатель степени (m = 1,84 или m = 2) для определения потери напора в водопроводных трубах;

$h_ф$ – фиктивные потери.

Значения указанных выше показателей для различных марок насосов приведены в табл. 2.2.

Расчет напора проверялся по каталогам насосов, например, для насоса К20/30 по каталогу H = 34,5 м, по расчету H = 34,65 м.

Таблица 2.2

Параметры аналитических характеристик водопроводных центробежных насосов

Марка насоса	Число оборотов в минуту	Диаметр рабочего колеса $D_К$, мм	при m = 2,0		при m = 1,84	
			$H'_ф$, м	$S'_ф\left(\frac{сек}{л}\right)^2$, м	$H''_ф$, м	$S''_ф\left(\frac{сек}{л}\right)^{1,84}$, м
1,5К-6	2900	128	21,7	0,498	22,0	0,642
2К-6	2900	162	36,0	0,175	36,3	0,248
2К-9	2900	129	22,1	0,124	22,3	0,172
3К-6	2900	218	65,8	0,0563	66,6	0,094
3К-9	2900	168	38,5	0,05	39,0	0,0813
4К-6	2900	272	105,6	0,0237	107,0	0,044
4К-8	2900	218	67,3	0,0217	68,3	0,04
4К-12	2900	174	41,8	0,0124	42,5	0,027
4К-18	2900	148	29,5	0,0137	30,1	0,0247
6К-8	1450	328	39,3	0,00297	39,7	0,0059
6К-12	1450	264	25,2	0,00259	25,5	0,0052
8К-12	1450	315	36,9	0,00129	37,4	0,0028
8К-18	1450	268	24,3	0,000913	24,8	0,002

Примечание: Новая классификация консольных насосов приведена в табл. 2.3.

Справочник по гидравлике

2.10. ПОЛЕ НАСОСА. ГРАФИКИ ПОЛЕЙ НАСОСА

Рассмотрим характеристику одноступенчатого консольного ЦБН типа К90/20, испытанного на воде при частоте вращения $n = 2900$ об/мин (рис. 2.15). Рабочее колесо насоса может иметь диаметры: $D = 148$ мм и $D = 136$ мм. Насос выгодно эксплуатировать только в области высоких КПД.

Рабочая часть характеристики насоса с рабочим колесом $D = 148$ мм определяется подачами $Q = 16 \div 28$ л/с; рабочая часть характеристики насоса с рабочим колесом $D = 136$ мм определяется подачами $Q = 14 \div 25$ л/с.

Строим напорные характеристики насоса К90/20 с указанными выше рабочими колесами и наносим на них рабочие части характеристик. Соединив точки A и B, C и D, получим четырехугольник ABCD (рис. 2.19).

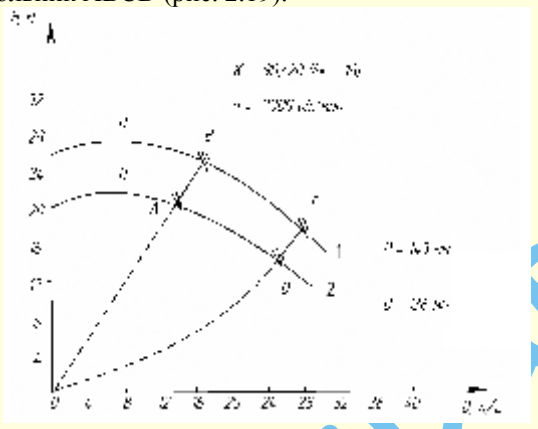


Рис. 2.19. Поле насоса К 90/20:
1 — $D = 148$ мм; *2* — $D = 136$ мм

Все режимные точки четырехугольника можно получить, применяя промежуточную обточку рабочего колеса. Промежуточную обточку рабочего колеса внутри четырехугольника на рисунке обычно показывают штриховыми линиями (см. рис. 2.20). Режимы насоса, лежащие в пределах четырехугольника ABCD, удовлетворяют требованиям высокого значения КПД насоса; одновременно они удовлетворяют требованиям и по высотам всасывания. Значения показателей насоса, в частности, напора H и расхода Q, находящихся внутри четырехугольника ABCD, называют полем насоса.

Если такие графики построить для определенного типа ЦБН, например, консольных насосов от К8/18 до К290/30, то получим сводный график полей $Q - H$ насосов типа К (рис. 2.20). Графики $Q - H$ обычно строятся в логарифмических координатах.

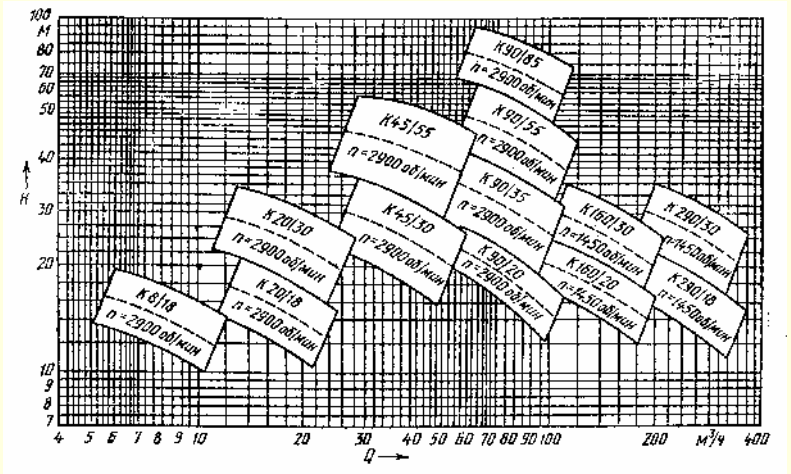


Рис. 2.20. Сводный график полей $Q - H$ насосов типа К

На рис. 2.21 приведен сводный график одноступенчатых

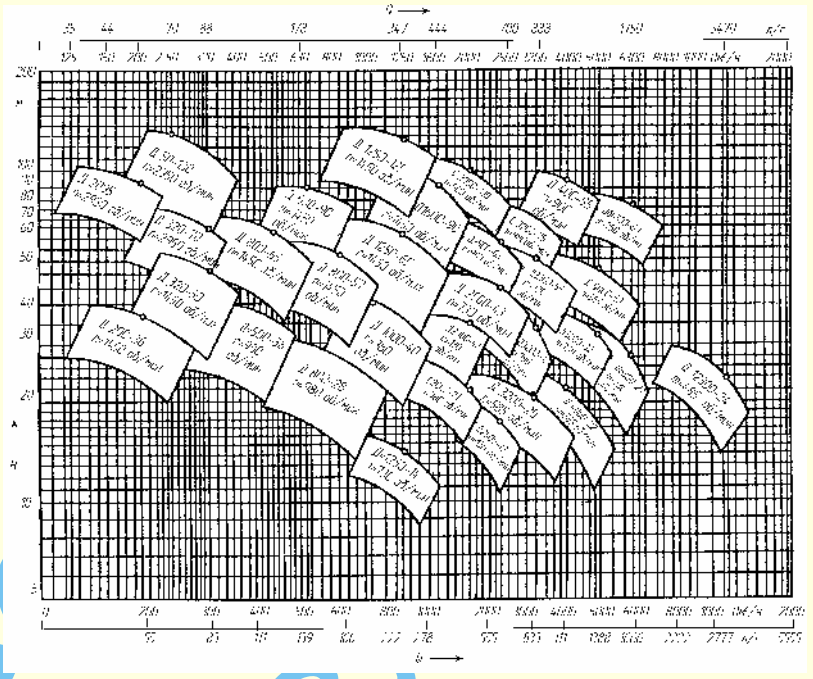


Рис. 2.21. Сводный график полей $Q - H$ насосов типа Д

центробежных насосов двустороннего входа типа Д. Сводные графики полей насосов используются для предварительного подбора насоса.

Они приводятся в каталогах насосов, в справочной литературе или ГОСТах [22, 71].

2.11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Промышленность выпускает большое количество различных типов ЦБН. Ниже будут приведены основные сведения и показатели для насосов, которые широко используются для перекачки жидкости. При изложении материала этого параграфа будем придерживаться методики изложения и показателей, которые опубликованы в [22, 35, 71].

Насосы центробежные консольные типа К и КМ

Насосы типа К – с горизонтальным валом и отдельной стойкой (рис. 2.22). Насосы типа КМ – с горизонтальным валом и моноблочные с электродвигателем (рис. 2.23).

Электронасосный агрегат типа К (КМ) с рабочим колесом одностороннего входа предназначен для подачи воды и других жидкостей, имеющих сходные с водой характеристики вязкости и химической активности, с температурой до 85 °С, с содержанием механических присей по объему не более 0,1 % и размером не более 0,2 мм.

Насосы данного типа могут применяться для диапазона подач $Q = 1,5 \div 100$ л/с и напоров $H = 30 \div 60$ м (для насоса К90/85 $H = 85$ м). Диапазон мощности электродвигателя для привода насоса равен $N = 0,5 \div 40$ кВт.

Насосы обозначают следующим образом, например, К20/30 означает: консольный насос типа К с подачей $Q = 20$ м^3/час, напором $H = 30$ м. Значения основных показателей указаны при работе насоса на воде с температурой 20 °С.

СПРАВОЧНИК ГИДРАВЛИКА

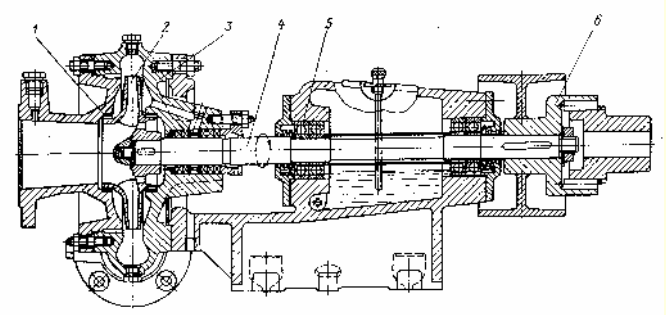


Рис. 2.22. Консольный одноступенчатый центробежный насос:
1 – уплотнение; *2* – рабочее колесо; *3* – корпус; *4* – вал; *5* – подшипник; *6* – муфта.

Насосы типа КМ имеют такие же технические показатели, как и насосы типа К.

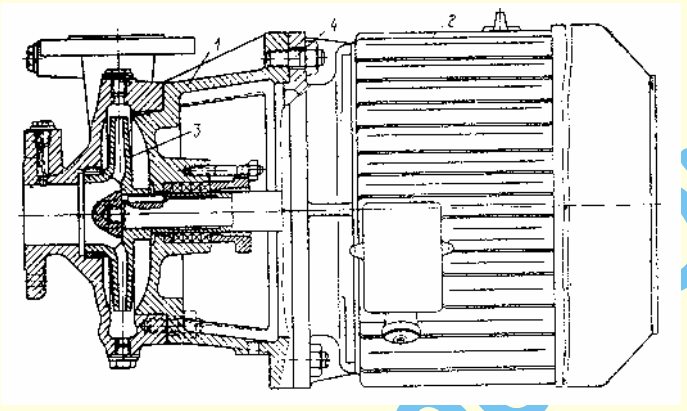


Рис. 2.23. Консольный моноблочный насос:
1 – корпус насоса; *2* – электродвигатель; *3* – рабочее колесо насоса; *4* – болты для соединения фланца насоса с электродвигателем

Насос КМ – консольный моноблочный – представляет собой особую конструкцию ЦБН. Рабочее колесо насоса закреплено на валу двигателя. Корпус двигателя и насоса соединены непосредственно болтовыми соединениями. Такая конструкция ЦБН дает экономию в габаритах и весе агрегата: вес агрегата КМ составляет 40 – 60% от веса насоса типа К. Характеристики некоторых типов консольных насосов типа К и КМ приведены в табл. 2.3 и 2.4.

Насосы центробежные двустороннего входа типа Д

Насосы типа Д (рис. 2.24) – с горизонтальным валом одноступенчатые – предназначены для перекачивания воды и других жидкостей при температуре до 85 °С, аналогичных воде по вязкости и химической активности, а также химически активных жидкостей (водородный показатель pH от 4 до 12), нефти, продуктов ее переработки с кинематической вязкостью до 10^{-4} м^2/с и жидкостей с содержанием механических примесей не более 1% и с размером твердых частиц не более 0,2 мм.

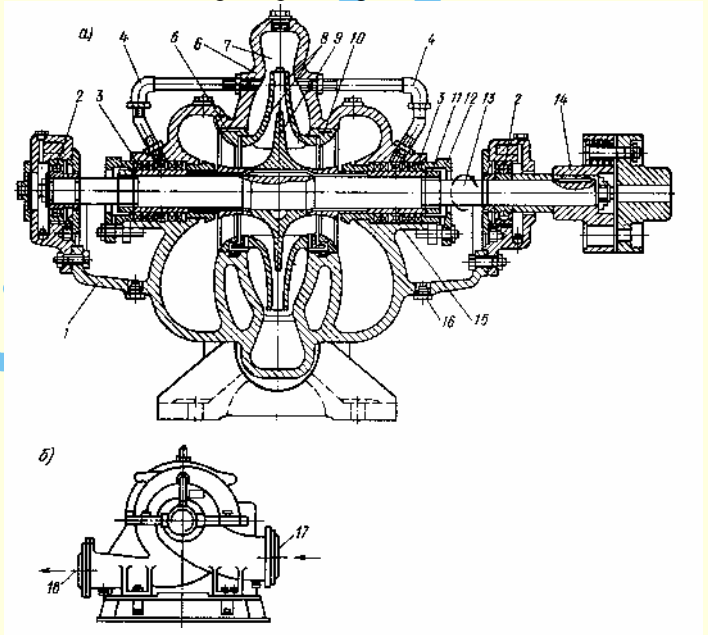


Рис. 2.24. Насос типа Д:
а – продольный разрез, *б* – поперечный;
1 – кронштейн; *2* – шарикоподшипник, *3* – сальники; *4* – трубки; *5*, *10* – защитные и уплотняющие кольца; *6* – корпус насоса; *7* – спиральный канал; *8*, *9* – ведомые и ведущий диски; *11* – защитная втулка; *12* – крышка сальника; *13* – вал рабочего колеса; *14* – муфта; *15* – кольцо гидроуплотнения; *16* – отверстие для стока воды; *17* – входной патрубок; *18* – выходной патрубок

Таблица 2.3

Характеристика некоторых типов центробежных насосов (при максимальном диаметре рабочего колеса)

Марка насоса (агрегата)	Подача		Напор, м	Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Допускаемый кавитационный запас, м	Мощность насоса, кВт	КПД насоса, %	Диаметр рабочего колеса, мм
	м^3/ч	л/с						
К8/18(1,5К-8/18; 1,5К-6)	8	2,2	19	2900	4	0,8	51	128 (105)
К20/18 (2К-20/18; 2К-9)	20	5,5	18	2900	4	1,45	67	129 (106)
К20/30 (2К-20/30; 2К-6)	20	5,5	30	2900	4	2,65	63	162 (132)
К45/30 (3К-45/30; 3К-9)	45	12,5	30	2900	4,5	5,4	70	168 (143)
К45/55 (3К-6)	45	12,5	55	2900	4,5	10,5	64	218 (195)
К90/20 (4К-90/20; 4К-18)	90	25	20	2900	5,5	6,5	78	148 (136)
К90/35 (4К-12)	90	25	35	2900	5,5	11	77	174 (163)
К90/55 (4К-8)	90	25	55	2900	5,5	18,5	73	218 (200)
К90/85 (4К-6)	90	25	85	2900	5,5	33	65	272 (250)
К160/20 (6К-12)	160	44,5	20	1450	4,5	10,9	81	264 (240)
К160/30 (6К-8)	160	44,5	30	1450	4,5	18	78	328 (290)
К290/18 (8К-18)	290	80,5	18	1450	4,5	16,5	84	268 (250)
К290/30 (8К-12)	290	80,5	30	1450	4,5	28	82	315 (300)

Примечание: В скобках приведены диаметры рабочего колеса при максимально допустимой его обточке

Таблица 2.4

Характеристики консольных ЦБН

Марка насоса	Параметры			Масса, кг			Габаритные размеры		
	насоса		эл/дв, кВт/об/мин	насоса	эл/дв	агрегата			
	Q, м^3/ч	H, м					L, мм	B, мм	H, мм
К8-18	8	18	1,5/3000	50	13	63	760	210	205 1
К50-32-125	12,5	20	2,2/3000	57	15	72	780	210	205
К65-50- 125	20	18	2,2/3000	60	15	75	780	210	205
К20-30	20	30	4,0/3000	70	20	90	820	260	355
К65-50-160	25	32	5,5/3000	80	30	110	925	388	352
К45-30	45	30	7,5/3000	80	50	130	1000	290	390
К80-65-160	50	32	7,5/3000	65	50	115	920	350	380
К80-50-200	50	50	15,0/3000	190	115	305	1127	458	430
К90-20	90	20	7,5/3000	90	50	140	1000	290	390
К100-80-160	100	32	15,0/3000	155	115	270	1245	458	430
К100-65-200	100	50	30,0/3000	194	170	376	1310	498	475
К100-65-250	100	80	45,0/3000	230	255	485	1390	568	520
К150-125-250	200	20	18,5/1500	278	142	420	1345	465	465
К150-125-315	200	32	30,0/1500	237	190	427	1380	525	510
К200-150-250	315	20	30,0/1500	235	190	425	1400	525	725
К200-150-315	315	30	45,0/1500		260				
консольные моноблочные насосы									
КМ50-32-125	12,5	20	2,2/3000			30	400	200	260
КМ65-50-160	25	32	5,5/3000			52	630	240	400
КМ80-65-160	50	32	7,5/3000			78	675	270	360
КМ80-50-200	50	50	15,0/3000			225	770	385	480
КМ100-80-160	100	32	15,0/3000			115	770	305	370
КМ100-65-200	100	50	30,0/3000			235	860	345	480

Примечание: В числителе – мощность электродвигателя, кВт; в знаменателе – частота вращения, об/мин.

Для насосов, предназначенных для перекачивания нефти и нефтепродуктов, материал проточной части обозначается буквой Б; химически активных жидкостей – К; воды с содержанием механических примесей до 1% – В; для других типов проточной части допускается содержание механических примесей в перекачиваемой жидкости до 0,05%.

Насосы этого типа могут применяться для диапазона подач $Q = 40 \div 1800$ л/с и напоров $H = 15 \div 100$ м, мощность двигателя этих насосов составляет $N = 15 \div 2000$ кВт. Насосы большой мощности, как правило, изготовляются по индивидуальным заказам.

Насосы обозначают следующим образом (на примере насоса Д200-90): Д – насос двустороннего входа; 200 – подача насоса в м^3/час; 90 – напор в м вод. ст. Насос с обточенным рабочим колесом обозначается Д200-90а.

Характеристики некоторых типов насосов приведены в табл. 2.5.

Насосы центробежные вертикальные типа В

Насосы типа В (рис. 2.25) – с рабочим колесом одностороннего входа – предназначены для перекачивания воды и других жидкостей, аналогичных воде по вязкости и химической активности, с температурой до 45 °С, с содержанием механических примесей не более 0,03%, с размером частиц не более 0,1 мм.

Насосы обозначают следующим образом (на примере насоса 800В-2,5/100): 800 – диаметр напорного патрубка насоса в мм: В – вертикальный насос; 2,5 – подача насоса в м^3/сек.; 100 – напор насоса в м вод. ст.

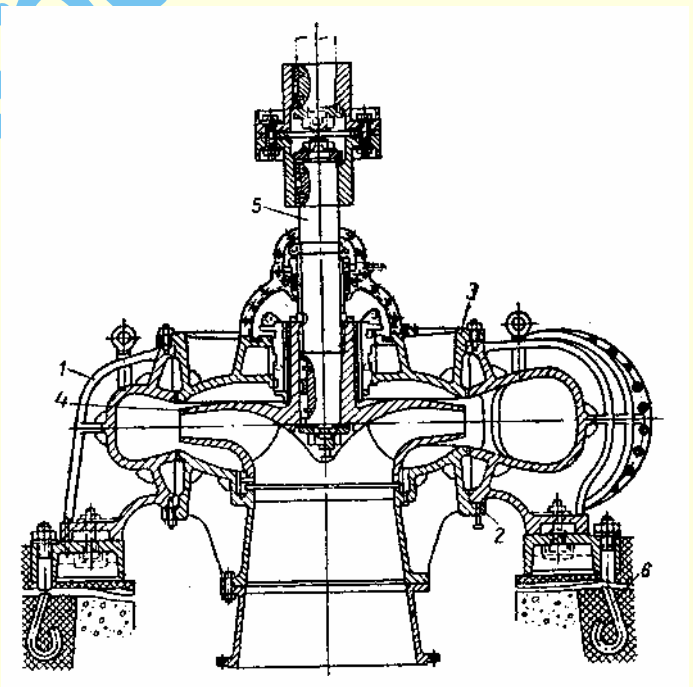


Рис. 2.25. Центробежный вертикальный насос:
1 – корпус; *2* – крышка корпуса нижняя; *3* – то же, верхняя; *4* – рабочее колесо; *5* – вал; *6* – фундаментный болт

Насосы этого типа применяют в диапазоне подач от 1 до 13 м^3/сек, напора от 20 до 100 м. Мощность двигателя находится в пределах от 500 до 7500 кВт. Характеристики некоторых типов вертикальных насосов приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.5

Центробежные насосы двустороннего входа для перекачивания воды и жидкостей, имеющих сходные свойства по вязкости и химической активности

Марка насоса	Насос		Электродвигатель			Масса, кг		Завод-изготовитель
	подача, $м^3/ч$	напор, м	мощность, кВт	частота вращения, об/мин	напряжение, В	насоса	агрегата	
1 Д200-36	200	36	22 30 30 37	1500 1500 1500 1500				Владимирский ЗМЗ
1 Д200-90	200	90	90 90	2900	220/380	145	780 607	«Ливгидромаш», г. Ливны, Орловская область
1 Д315-50	315	50	75 75	2900	220/380	190	785 577	То же
1 Д315-50а	300	42	55 55	2900	220/380		662 561	»
1 Д315-71	300	71	110 110	2900	220/380	190	1096 780	»
1 Д500-63	500	63	160 160	1450	380/660	450	1580 1410	»
1 Д630-906	500	60	 160 55	1450	380/660		1627 1447	»
1 Д630-90	630	90	315 250 132		6000 380/660 380/660	524	3034 2210 1562	»
1 Д800-56	800	56	200 200	1450	380/660	560	1622 1479	»
1 Д1250-63	1750	63	315 110	1450	380/660 220/380	800	2740 1730 2361	»
1 Д1250-125	1250	125	630	1450	6000 10000	1300	4600 4623	»
1 Д 1600-90	1600	90	630	1450	6000	1165	4460	»
2 Д2000-21	2000	21	160	980	380/660	1565	3095	»
Д200-100-О-УЗ	2000	100	1000 1000	980	6000 10000	2200		«Уралгидромаш», г. Сысерть, Свердловская обл.

Примечание: Условные обозначения: Д – насос двустороннего входа; 1,2,3 – порядковый номер модернизации; цифры после буквы «Д» – подача в $м^3/ч$, напор в м; а,б – первая (вторая) обточка рабочего колеса; О – частота вращения, отличная от номинальной; УЗ – климатическое исполнение и категория размещения.

Таблица 2.6

Насосы вертикальные для перекачивания пресной воды

Марка насоса	Насос		Электродвигатель			Масса насоса, кг	Завод-изготовитель мощность, кВт
	подача, $м^3/ч$	напор, м	мощность, кВт	частота вращения, об/мин	напряжение, В		
600В-1,6/100-1-УЗ	5500	90	1600	750	6000	8000	«Уралгидромаш», г. Сысерть, Свердловская обл.
800В-2,5/100-УЗ	9000	100	3150	600	6000	9290	То же
1000В-4/63-УЗ	14400	63	1600	500	6000	11340	»
1200В-6,3/63-УЗ	22680	63	5000	375	10000	24000	»
1200В-6,3/100-УЗ	22680	100	8000	375	10000	34000	»
1200В-6,3/63-УЗ	22680	27	2500	300	6000	30000	»
1600ВР-10/40-О-УЗ	31320	28	3150	246	6000	54000	»
2000ВР-163/63-А-УЗ	57600	51	12500	250	10000	96700	»

Примечание: Условные обозначения: В – вертикальный, цифры перед буквой – условный проход напорного патрубка в мм; цифры в числителе – подача в $м^3/с$, в знаменателе – напор в м; О – частота вращения, отличная от номинальной.

Насосы центробежные многоступенчатые секционные типа ЦНС и ЦНСГ

Насосы центробежные с горизонтальным валом и рабочими колесами с односторонним подводом жидкости (рис. 2.26) предназначены для перекачивания воды, имеющей водородный показатель pH от 7,0 до 8,5, и других жидкостей, аналогичных воде по вязкости и химической активности, с содержанием механических примесей не более 0,1% при размере твердых частиц не более 0,1 мм. Насосы типа ЦНС применяют для работы при температуре воды до 45 °С, типа ЦНСГ – до 105 °С.

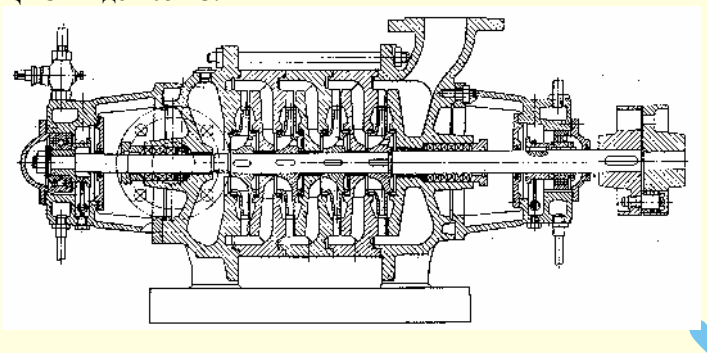


Рис. 2.26. Многоступенчатый центробежный насос

Выпускаются также насосы типа ЦНСМ, предназначенные для перекачки масла марки Л22 с температурой до 60 °С.

Насосы обозначают следующим образом (на примере насоса ЦНС 38-66): ЦНС – центробежный насос секционный; 38 – подача насоса в м^3/час; 66 – напор насоса в м вод. ст. Насос для работы на горячей воде обозначается: ЦНСГ 38-66.

Эти насосы применяют для диапазона подач от 13 до 500 м^3/час, напора от 40 до 1000 м вод. ст. Мощность двигателя этих насосов составляет от 5 до 3000 кВт. Характеристики некоторых типов центробежных секционных насосов приведены в табл. 2.7.

Судовые центробежные насосы типа НЦГ, НЦВ, НЦГС, НЦВС, НЦВП

Насосы с приводом от электродвигателя предназначены для работы в охлаждающих, осушительных, водоотливных, балластных и других системах судов, а также в системах хозяйственно-бытового и промышленного водоснабжения и водоотведения.

Насосы типа НЦГ – горизонтального типа; насосы типа НЦВ – вертикального типа; насосы типа НЦГС – горизонтального типа, самовсасывающие; насосы типа НЦВС – вертикального типа, самовсасывающие; насосы типа НЦВП – вертикального типа, погружные.

Насосы типов НЦГ и НЦВ предназначены для перекачивания морской воды с температурой до 35 °С, а пресной – до 70 °С.

Насосы типов НЦВС и НЦВП служат для перекачивания морской и пресной воды с температурой до 35 °С.

Насосы обозначают следующим образом (на примере насоса НЦВ-250/30): НЦВ – насос центробежный вертикальный несамовсасывающий; 250 – подача насоса в м^3/час; 30 – напор насоса в м вод. ст.

Более подробно с судовыми насосами можно ознакомиться в [8].

Электронасосные центробежные скважинные агрегаты для воды типа ЭЦВ

Насосы типа ЭЦВ предназначены для подъема воды с минерализацией не более 1500 мг/л при температуре до 25 °С и с содержанием механических примесей не более 0,01%. Они выполняются одноступенчатыми и многоступенчатыми для скважин с диаметром 100 ÷ 500 мм. Подача насоса лежит в пределах от 6 до 1200 м^3/час, напор от 12 до 680 м вод. ст.

Насосы обозначают следующим образом. Например, ЭЦВ6-10-80 означает: ЭЦВ – электрический центробежный водоподъемный; 6 – внутренний диаметр водяной скважины (в которой устанавливается насос), в мм, уменьшенный в 25 раз; 10 – подача насоса, м^3/час; 80 – напор насоса в м вод. ст. Характеристики некоторых типов центробежных секционных насосов приведены в табл. 2.8.

Осевые погружные моноблочные электронасосы типов ОПВ и ОМПВ

Насосы предназначены для перекачивания воды с температурой до 35 °С (насосы типа ОПВ) и до 25 °С (насосы типа ОМПВ) при общей минерализации до 5 г/л и содержании механических примесей до 6 г/л.

Насосы типа ОПВ выполняются с сухим ротором, а насосы типа ОМПВ выполняются с мокрым ротором. Насосы могут устанавливаться горизонтально, вертикально, с наклоном к горизонту.

Насосы обозначают следующим образом. Например, ОПВ2500-4,2 означает: ОПВ – осевой погружной водоподъемный с сухим ротором; 2500 – подача в м^3/час; 4,2 – напор насоса в м вод. ст.

Таблица 2.7

Центробежные секционные насосы

Тип насоса	Мощность двигателя, кВт	Тип насоса	Мощность двигателя, кВт	Тип насоса	Мощность двигателя, кВт
ЦНСГ 38-44"С"	11	ЦНСМ 38-66"С"	18,5	ЦНС 60-100	30
ЦНСГ 38-66"С"	15	ЦНСМ 38-88"С"	30	ЦНС 60-125	45
ЦНСГ 38-88"С"	18,5	ЦНСМ 38-110"С"	30	ЦНС 60-150	55
ЦНСГ 38-11"С"	22	ЦНСМ 38-132"С"	37	ЦНС 60-175	55
ЦНСГ 38-132"С"	30	ЦНСМ 38-154"С"	45	ЦНС 60-200	75
ЦНСГ 38-154"С"	30	ЦНСМ 38-176"С"	55	ЦНС 60-225	75
ЦНСГ 38-176"С"	30	ЦНСМ 38-198"С"	55	ЦНС 60-250	75
ЦНСГ 38-198"С"	37	ЦНСМ 38-220"С"	75	ЦНС 60-66"С"	22
ЦНСГ 38-220"С"	45	ЦНС 60-50	18,5	ЦНС 60-99"С"	30
ЦНСМ 38-44"С"	18,5	ЦНС 60-75	22	ЦНС 60-132"С"	45

Справочник по гидравлике

Таблица 2.8

Скважинные насосы

Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м
ЭЦВ6-5,5-80	6,5	80	ЭЦВ6-16-75	16	75	ЭЦВ8-40-180	40	180
ЭЦВ6-5,5-120	6,5	120	ЭЦВ6-16-110	16	110	ЭЦВ10-63-65	63	65
ЭЦВ6-4-190	4	190	ЭЦВ6-16-140	16	140	ЭЦВ10-63-110	63	110
ЭЦВ6-6,5-85	6,5	80	ЭЦВ6-16-160	16	160	ЭЦВ10-63-150	63	150
ЭЦВ6-6,5-120	6,5	120	ЭЦВ8-16-140	16	140	ЭЦВ10-65-65	65	65
ЭЦВ6-6,5-125	6,5	125	ЭЦВ8-16-160	16	160	ЭЦВ10-65-110	65	110
ЭЦВ6-6,5-140	6,5	140	ЭЦВ8-16-180	16	180	ЭЦВ10-1 20-60	120	60
ЭЦВ6-6,5-180	6,5	180	ЭЦВ8-25-100	25	100	ЭЦВ10-160-35	160	35
ЭЦВ6-6,5-185	6,5	185	ЭЦВ8-25-125	25	125	ЭЦВ12-255-30	255	30
ЭЦВ6-6,5-225	6,5	225	ЭЦВ8-25-150	25	150	ЭЦВ10-63-180	63	180
ЭЦВ6-10-80	10	80	ЭЦВ8-25-300А	25	300	АТН-10	70	60
ЭЦВ6-10-110	10	110	ЭЦВ8-40-60	40	60	АТН-14	200	60
ЭЦВ6-10-140	10	140	ЭЦВ8-40-90	40	90	АТН8-1-16	30	65
ЭЦВ6-10-185	10	185	ЭЦВ8-40-120	40	120	АТН8-1-22	30	90
ЭЦВ6-10-235	10	235	ЭЦВ8-40-150	40	150			

Примечание: Обозначения насосов типа АТН с трансмиссионным валом: буква А означает артезианский; Т – турбинный; Н – насос; 10 – диаметр обсадной трубы для установки насоса, уменьшенный в 25 раз; 1 – тип рабочего колеса (закрытого типа); 16 – число рабо-

Многоступенчатые секционные центробежные питательные насосы типа ПЭ

Насосы предназначены для подачи воды в стационарные паровые котлы. Перекачиваемая вода должна иметь температуру не более 165 °С, она не должна содержать механических примесей, водородный показатель pH от 7,0 до 9,2.

Насосы обозначают следующим образом. Например, ПЭ65-53 означает: ПЭ – питательный электронасос; 65 – подача насоса в $м^3$/час; 53 – давление, создаваемое насосом, в МПа. Характеристики некоторых типов центробежных секционных насосов приведены в табл. 2.9.

Насосы обозначают следующим образом. Например, ПЭА630-85 обозначает ПЭА – питательный насос с приводом от электродвигателя для энергетических блоков атомных электростанций; 630 – подача насоса в $м^3$/ч; 85 – давление, создаваемое насосом, в МПа, увеличенное в 10 раз, т. е. 8,5 МПа.

Конденсатные центробежные насосы типа КсВА и КсА

Насосы обозначают следующим образом. Например, КсА1500-240 означает: 1500 – подача насоса в $м^3$/ч; 240 – напор насоса в м вод. ст. Соответственно насос КсВА означает: конденсатный насос вертикального исполнения.

Таблица 2.9

Питательные насосы

Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м
ПЭ65-28	65	290	ПЭ150-53	150	580	ПЭ600-300-4	600	3290
ПЭ65-40	65	440	ПЭ150-63	150	700	ПЭ500-180-3	500	1975
ПЭ65-53	65	580	ПЭ380-185-3	380	2030	ПЭ270-150-3	270	1650
ПЭ90-110	90	110	ПЭ380-200-3	380	2190	ПЭ250-45-2	250	500
ПЭ90-180	90	1900	ПЭ580-185-3	580	2030	ПЭ40-250	40	250
ПЭ100-32	100	330	ПЭ580-195	580	2150	ПЭ40-200	40	200
ПЭ100-53	100	580	ПЭ560-315-1	580	3500	АН 2/16	2	16

Питательные центробежные насосы типов ПЭА и ПТА

Насосы предназначены для подачи питательной воды в энергоблоке атомных электрических станций. Насосы типа ПЭА имеют привод от электродвигателя, насосы типа ПТА имеют привод от паровой турбины. Перекачиваемая вода должна иметь температуру не более 165 °С, водородный показатель pH от 6,8 до 9,2; вода не должна содержать механических примесей размером более 0,1 мм, концентрация примесей не более 5 мг/л; радиоактивность воды должна быть не более 3,7 ·10 Бк/м.

Конденсатные центробежные насосы типов Кс и КсВ

Насосы предназначены для перекачивания конденсата на тепловых электрических станциях. Насосы типа Кс горизонтального исполнения, насосы типа КсВ – вертикального исполнения с приводом от электродвигателя. Конденсат отработавшего пара и паровых турбин и греющего пара теплообменника должен иметь температуру не более 90 °С, водородный показатель pH от 6,8 до 9,2; концентрация твердых частиц размером более 0,1 мм не должна превышать 5 мг/л.

Насосы обозначают следующим образом. Например, Кс125-55 означает: Кс – конденсатный центробежный насос

Справочник гидравлика

горизонтального исполнения; 125 – подача насоса в м^3/ч; 55 – напор насоса в м вод.ст. Соответственно насос КсВ означает: конденсатный насос вертикального исполнения. Характеристики некоторых типов центробежных конденсатных насосов приведены в табл. 2.10.

Сетевые горизонтальные центробежные насосы типа СЭ

Насосы обозначают следующим образом. Например, СЭ800-55-11 означает: СЭ – сетевой электроприводный насос; 800 – подача насоса в м^3/ч; 55 – напор насоса в м вод.ст.; 11 – максимально допускаемое давление на входе в насос в МПа, увеличенное в 10 раз (см. табл. 2.11).

Таблица 2.10

Конденсатные насосы

Тип насоса	Расход, м^3/ч	Напор, м	Тип насоса	Расход, м^3/ч	Напор, м	Тип насоса	Расход, м^3/ч	Напор, м
Кс12-50(110)	12	50(110)	Кс80-155-2	80	155	КсВ500-85-1	500	85
Кс20-50	20	50	КсВ125-55	125	55	КсВ1500-140	1500	140
Кс20-110	20	110	КсВ125-140	125	140	КсВ500-150-1	500	150
Кс32-150-2	32	150	КсВ200-130	200	130	КсВ500-220-1	500	220
Кс50-55-2	50	55	КсВ200-220	200	220	КсВ1150-90	1150	90
Кс50-110-2	50	110	КсВ320-160-2	320	160	КсВ1250-45	1250	45

Таблица 2.11

Сетевые насосы

Марка насоса	Расход, м^3/ч	Напор, м	Марка насоса	Расход, м^3/ч	Напор, м
СЭ500-70-16	500	70	С1250-140-11	1250	140
СЭ800-55-11	800	55	С2500-60-11-1	2500	60
СЭ800-100-8	800	100	С2500- 180-8	2500	180
СЭ800-110-11	800	100	СЭ2500-180-10	2500	180
СЭ1250-45-11	1250	45	СЭ2500-180-25	2500	180
С1250-70-11	1250	70	СЭ5000-70-5	5000	70
С1250-140-8	1250	140	СЭ5000-160-8	5000	160

Насосы с приводом от электродвигателя предназначены для подачи горячей воды с температурой 120 ÷ 180 °С в сети теплофикационных систем. Перекачиваемая вода не должна содержать механических примесей с размером частиц более 0,2 мм; концентрация примесей не должна превышать 5 мг/л.

2.12. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ

Осевой насос – это лопастный насос, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо в направлении его оси. Осевой насос относится к типу динамических насосов.

Осевые насосы широко используются в качестве циркуляционных насосов на тепловых электростанциях, в шлюзовых установках, в ирригационных системах, в станциях первого подъема технических систем водоснабжения, на канализационных насосных станциях и др.

Осевые насосы имеют следующие буквенные обозначения: О – осевой; ОВ – осевой вертикальный с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса ; ОПВ – осевой вертикальный с ручным приводом поворота лопастей рабочего колеса; К – с камерным подводом; МК – малогабаритный с камерным подводом; МБК – моноблочный с камерным подводом; Э – с электроприводом поворота лопасти; МКЭ – малогабаритный с камерным подводом и с электроприводом поворота лопасти. Осевые насосы типа О служат для подачи пресной и морской воды с температурой до 35 °С. Осевые насосы с поворотными лопастями типа ОП предназначены для подачи технически чистой воды с температурой до 35 – 50 °С. В маркировку насоса входят буквенные и цифровые обозначения.

Осевые насосы обеспечивают высокую подачу при малых напорах. Достоинствами осевых насосов являются простота конструкций, а также возможность перекачивания загрязненных жидкостей.

На рис. 2.27*а* приведена схема осевого насоса. Число лопастей обычно составляет от 3 до 6. При движении жидкости через рабочее колесо жидкость одновременно участвует в поступательном и вращательном движении. Для устранения закрутки потока жидкости на выходе из рабочего колеса установлен направляющий аппарат. Жидкость из всасывающего трубопровода поступает в проточную часть насоса и далее на рабочее колесо и направляющий аппарат, из проточной части насоса жидкость поступает в напорный трубопровод.

Приблизительно напор насоса можно определить следующим образом:

$$H = \frac{1}{K_{\text{н}}^2} \cdot \frac{u^2}{2g}; \qquad (2.43)$$

$$K_{\text{н}} = 0,0244 \cdot n_s^{0,66},$$

где $K_{\text{н}}$ – коэффициент, зависящий от коэффициента быстроходности n_s,

u – окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса.

Идеальная подача осевого насоса определяется по выражению

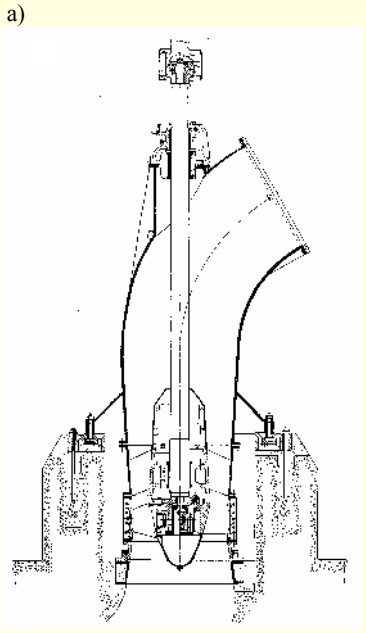
$$Q_{\text{ид}} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) \cdot V_z,$$

где D – внешний диаметр рабочего колеса;
d – диаметр ступицы, $d = (0,4 – 0,5)\,D$;
V_z – осевая скорость,

$$V_z = k_v \cdot \sqrt{2gH}\ ,$$

где k_v – коэффициент скорости, $k_v = 0{,}055 \cdot (n_s)^{0{,}66}$,
H – напор насоса, м.

а)



б)

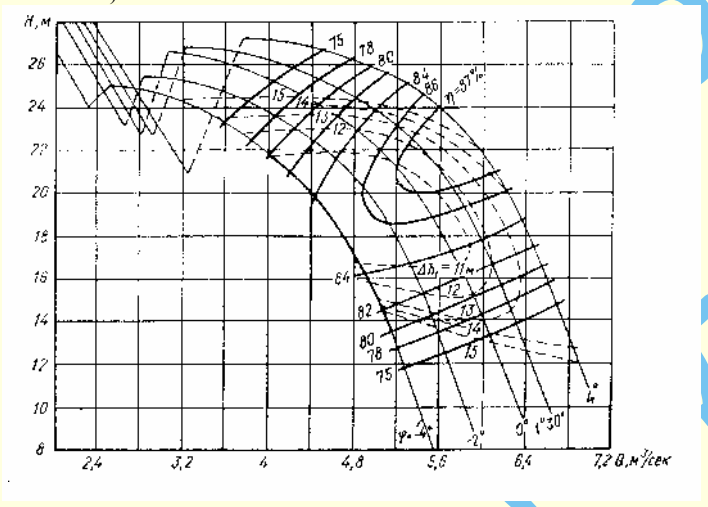


Рис. 2.27. Осевой насос типа ОП3-110:
а – схема насоса; *б* – характеристика насоса;
φ – угол установки лопастей;
Δ*h* – величина минимального кавитационного запаса

Внешний диаметр рабочего колеса можно приблизительно определить по выражению

$$D = k\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \qquad (2.44)$$

где k – коэффициент, который можно принять равным 5 – 5,2;
Q – подача насоса, м^3/ с;
n – частота вращения вала, об/мин.

Высота всасывания для осевых насосов в большинстве случаев является отрицательной величиной, т. е. насос следует располагать ниже уровня жидкости в расходной емкости. Большинство осевых насосов имеет достаточно высокое значение полного КПД $\eta = 0{,}70 \div 0{,}88$.

Регулирование подачи производится изменением частоты вращения рабочего колеса для жестколопастных насосов, а в насосах с поворотными лопастями – изменением угла наклона лопастей. Регулирование подачи жидкости задвижкой невыгодно, так как это связано со значительным снижением КПД насоса.

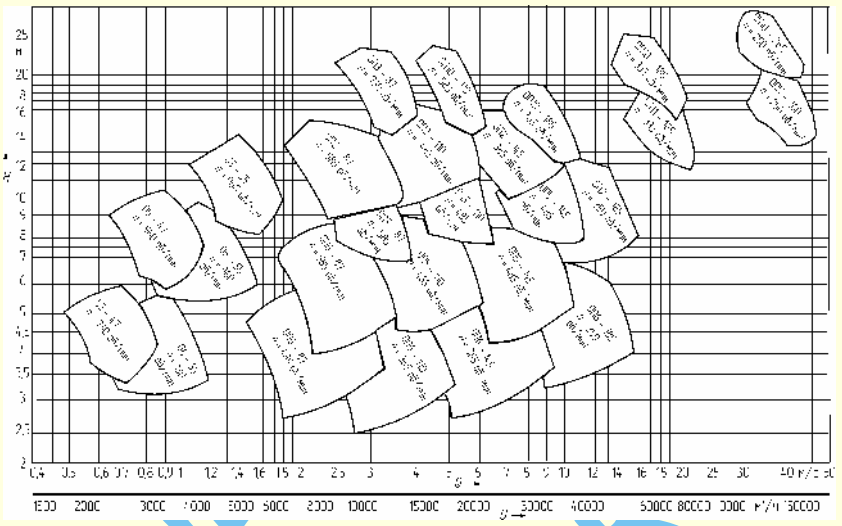


Рис. 2.28. Сводный график полей $H - Q$ осевых насосов типа О и ОП

В качестве примера на рис. 2.27*б* приведена характеристика осевого насоса типа ОП3-110.

На рис. 2.28 приведен график полей $H - Q$ осевых насосов типа О и ОП.

Основные показатели некоторых типов осевых насосов приведены в табл. 2.12.

Более подробно с осевыми насосами можно ознакомиться в [22, 47, 51].

2.13. ДИАГОНАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Диагональные насосы по назначению, применению и конструкции аналогичны осевым насосам. Однако они имеют более высокое значение напора ($H = 10 \div 40$ м). Основное отличие диагональных насосов от осевых состоит в форме рабочего колеса, в частности, на нем угол наклона лопасти равен 45 ÷ 60°.

В качестве примера на рис. 2.29 приведена схема диагонального насоса с рабочим колесом открытого типа – *а* и закрытого типа – *б*.

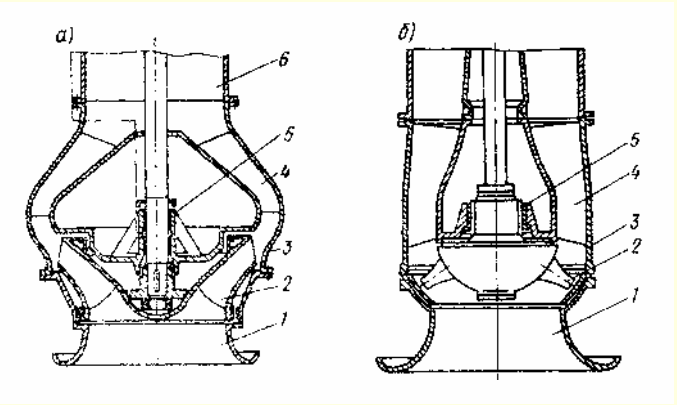


Рис. 2.29. Диагональный насос:
1 – всасывающий патрубок; *2* – рабочее колесо; *3* – корпус насоса;
4 – направляющая; *5* – радиальный подшипник; *6* – отвод

Таблица 2.12

Насосы осевые и диагональные

Тип	Модификация	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Част. вращ., об/мин	Масса, т
ОВ5-47МБ-УЗ	–	2484	4,5	730	2,21
ОВ5-47К-УЗ	–	3240	8	960	1,82
ОВ6-55К	–	4500	4,5-	730	2,0
ОВ6-55МБК-УЗ	–	3384	7,5	960	3,93
ОПВ2-87-УЗ	К, МК	1070	13,6	585	4,82
ОПВ3-87-УЗ	К, МК	11700	21	730	4,87
ОПВ5-87-УЗ	К, МК	11500	9,7	585	4,74
ОПВ16-87-УЗ	К, МК	8780-10580	4,8-6,8	485-585	4,43-4,58
ОПВ2-110-УЗ	К, МК	18000	15,0	485	7,59
ОПВ3-110-УЗ.	К, МК	18700	22	585	7,70
ОПВ5-110-УЗ	К, МК	19200	10,5	485	7,48
ОПВ16-110-УЗ	К, МК	13320-18000	4,2-7,5	365-485	7,06
ОПВ2-145-УЗ	–	30500	14,7	365	14,10
ОПВ5-145-УЗ	–	33500	10,5	365	13,13
ОПВ10-145-УЗ	–	33500	17	365	14,41
ОПВ16-145-УЗ	–	24480-30600	4,6-7,4	290-365	13,13-13,29
ОПВ2-185-УЗ	–	49680	15,2	290	32,75
ОПВ10-185-УЗ	–	57500	18,6	290	33,13
ОПВ11-185-УЗ	–	59500	13,6	290	31,23
ОПВ10-260-УЗ	–	133200	26	250	90,00
ОПВ11-260-УЗ	–	145800	19,3	250	75,00
96ДПВ-4,5/23-УЗ	К	16200	23	485	6,26
96ДПВ-4/22-УЗ	МБК, МБ	14400	22	495	14,30
130ДПВ-8/23-УЗ	К	28800	23	365	11,34
170ДПВ-12/22-Г-УЗ	–	43200	22	300	33,00

Поток жидкости, проходящий через рабочее колесо насоса, направлен не радиально, как у ЦБН, и не параллельно оси, как у осевых насосов, а наклонно, как бы по диагонали прямоугольника, составленного радиальным и осевым направлениями. Рабочие колеса диагональных насосов могут быть открытого и закрытого типов. Лопасти рабочих колес иногда выполняются поворотными. Поток жидкости отводится от рабочего колеса насоса с помощью спиральной камеры или с помощью трубчатого колена. По своим техническим показателям (подаче, напору) диагональные насосы занимают промежуточное положение между центробежными насосами и осевыми насосами.

В классификации диагональных насосов используются буквенные обозначения и цифры. Например: ДВ – диагональный вертикальный насос с жесткозакрепленными лопастями рабочего колеса; ДПВ – диагональный вертикальный насос с приводом поворота лопастей рабочего колеса. Условное обозначения насосов: ДВ, ДПВ – тип насоса; 96, 130, 170 – диаметр напорного патрубка в см; числитель – подача насоса в $м^3/с$; знаменатель – напор, м; МБК – моноблочный; УЗ – климатическое исполнение и категория размещения при эксплуатации. Пример: 96ДВ-4,5/23-УЗ.

Характеристики некоторых типов диагональных насосов приведены в табл. 2.12.

2.14. ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

Центробежно-вихревой насос – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается от центра к периферии и по периферии рабочего колеса (колес) в тангенциальном направлении (рис. 2.30).

В одном корпусе насоса последовательно размещаются два колеса: первое колесо – рабочее колесо центробежного типа (первая ступень насоса); второе колесо – рабочее колесо вихревого насоса (вторая ступень насоса). Эти насосы имеют повышенные кавитационные показатели и повышенную напороспособность. Они развивают более высокое давление, имеют большее значение КПД, менее склонны к кавитации по сравнению с центробежными насосами. Жидкость поступает в рабочее колесо центробежного типа, которое создает подпор у рабочего колеса вихревого насоса. Принцип действия рабочего колеса центробежного типа изложен в п. 2.6, а вихревого – в п. 2.15. Схема центробежно-вихревого насоса показана на рис. 2.30.

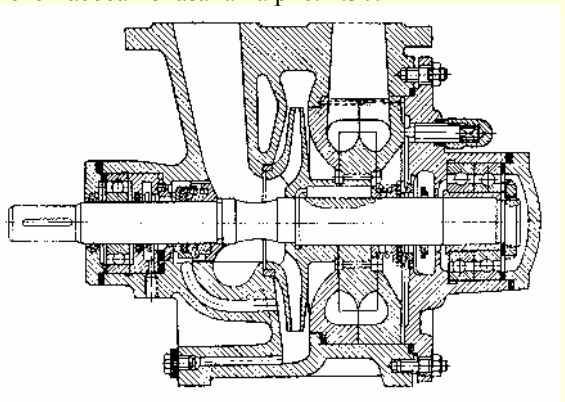


Рис. 2.30. Центробежно-вихревой насос

Промышленность выпускает центробежно-вихревые насосы типа ЦВ и ЦВС. В маркировке центробежно-вихревых насосов используют буквенные обозначения и цифры. На

пример, насос 2,5ЦВ обозначает: 2,5 – диаметр нагнетательного патрубка в мм, уменьшенный в 25 раз; цифры после букв – коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; числитель дроби – подача насоса в л/с; знаменатель – напор насоса в м; буква С – самовсасывающий.

Технические показатели некоторых типов центробежно-вихревых насосов приведены в табл. 2.13.

Таблица 2.13

Основные параметры центробежно-вихревых насосов

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Мощность электро-двигателя, кВт
2,5ЦВ-0,8М	1,39 – 4,16	188 – 90	2900	17
2,5ЦВ-1,1М	2,78 – 5,83	205 – 78	2900	22
2,5ЦВ-1,3М	4,16 – 6,39	190 – 82	2900	30
2,5ЦВ-1,5М	5,55 – 8,33	188 – 72	2900	40
ЦВ (ЦВС)-4/155	4	155	2900	30
ЦВ (ЦВС)-4/110	4	110	2900	22
ЦВ (ЦВС)-6,3/140	6,3	140	2900	40
ЦВ (ЦВС)-6,3/П5	6,3	115	2900	40
ЦВ (ЦВС)-10/110	10	110	2900	55
ЦВ (ЦВС)-10/80	10	80	2900	40

Эти насосы можно также использовать для перекачки вязких жидкостей (до $\nu \approx 33$ сСт) и для перекачки воды, нагретой до температуры 105 °С. Насосы для перекачки химически активной жидкости поставляются по особым техническим условиям.

2.15. НАСОСЫ ТРЕНИЯ

Насос трения – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается под воздействием сил трения. К насосам трения относятся насосы: вихревые, струйные, вибрационные, дисковые, шнековые и др.

2.15.1. Вихревые насосы

Вихревой насос – это насос трения, в котором жидкая среда перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении. Вихревые насосы находят широкое применение в системах водоснабжения. Достоинствами насоса являются: компактность, простота конструкций, малый вес и др. При одном и том же диаметре рабочего колеса и при одинаковой частоте вращения вихревой насос развивает напор в 1,5 – 2 раза больше, чем центробежный. Важным преимуществом насоса является и то, что он обладает самовсасывающей способностью, что не требует заливки перед пуском насоса и упрощает его эксплуатацию. Вихревой насос целесообразно использовать при малых подачах и относительно больших напорах, например, при откачке воды из заглубленных сооружений. Они могут также перекачивать вязкие жидкости (до 36 сСт), в том числе химически активные жидкости. К недостаткам вихревых насосов следует отнести сравнительно низкое значение КПД: $\eta = 0{,}25 \div 0{,}45$. Промышленность выпускает вихревые насосы различных типов: В, ВС, ВК, ВКС, ВКО и др. Они способны перекачивать жидкости плотностью до 1000 кг/м^3, с температурой от 40 до 105 °С, с содержанием твердых включений, размер которых не должен превышать 0,05 мм, а масса 0,01% от массы воды. Подача насоса составляет $1 \div 10$ л/с, напор $16 \div 80$ м, максимальная величина самовсасывания $4 \div 6$ м. Схема одноступенчатого вихревого насоса показана на рис. 2.31.

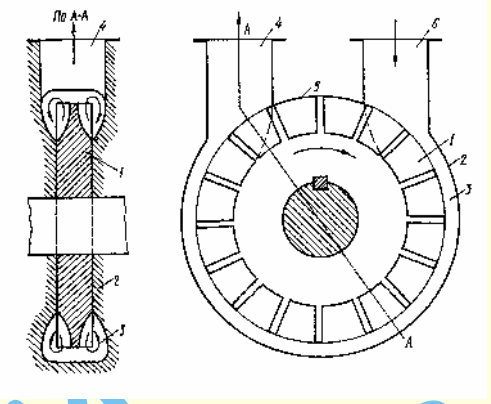


Рис. 2.31. Схема вихревого насоса:
1 – рабочее колесо; *2* – корпус; *3* – канал; *4* – напорный патрубок; *5* – перемычка; *6* – всасывающий патрубок.

Рабочее колесо представляет собой диск с радиально расположенными лопатками, число которых достигает $40 \div 50$ штук. Всасывающий и напорный патрубки разделены перемычкой. Принцип действия вихревого насоса основан на передаче механической энергии, например, от электродвигателя к лопаткам рабочего колеса и потоку перекачиваемой жидкости. Жидкость попадает в межлопаточный канал рабочего колеса, под действием центробежной силы движется вдоль лопатки к периферии с большой скоростью и поступает в кольцевой канал, в котором скорость потока жидкости преобразуется в энергию давления более высокого, чем давление в межлопаточном канале. За счет разности давления жидкость поступает в следующий межлопаточный канал и выбрасывается в кольцевой канал. За один оборот рабочего колеса насоса такой цикл повторяется многократно, в результате чего возрастает напор насоса. Всасывающий и напорный патрубки насоса расположены в верхней части корпуса насоса. При остановке насоса он остается залитым для следующего запуска. Конструкция вихревого насоса показана на рис. 2.32.

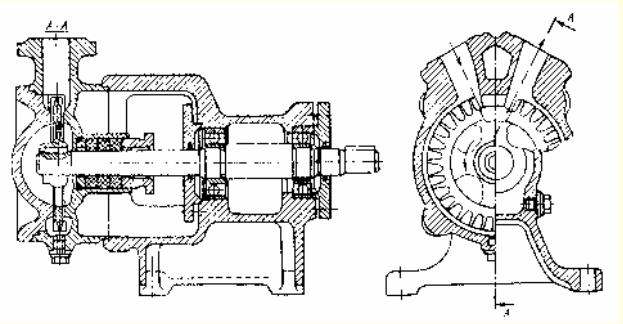


Рис. 2.32. Конструкция вихревого насоса

В маркировке насосов используют буквенные и числовые обозначения: в насосах типа В цифры перед буквой означают диаметр всасывающего и нагнетательного патрубков в мм, уменьшенный в 25 раз; цифры после буквы В означают коэффициент быстроходности, уменьшены в 10 раз; О – обогреваемый (охлаждаемый); ВК – вихревой консольный; С – самовсасывающий; первая цифра после букв – подача, л/с; 2 – напор, м.

Справочник гидравлика

Напор вихревого насоса приближенно может быть подсчитан по выражению

$$H = k \cdot \frac{U^2}{2g}, \qquad (2.45)$$

где k- опытный коэффициент, равный примерно 2,5 ÷ 5,5.

Характеристики вихревых насосов отличаются от характеристик центробежный насосов. С увеличением подачи Q напор H уменьшается примерно по линейному закону, при этом уменьшается также и мощность N. Поэтому пуск вихревого насоса следует производить при открытой задвижке (вентиле).

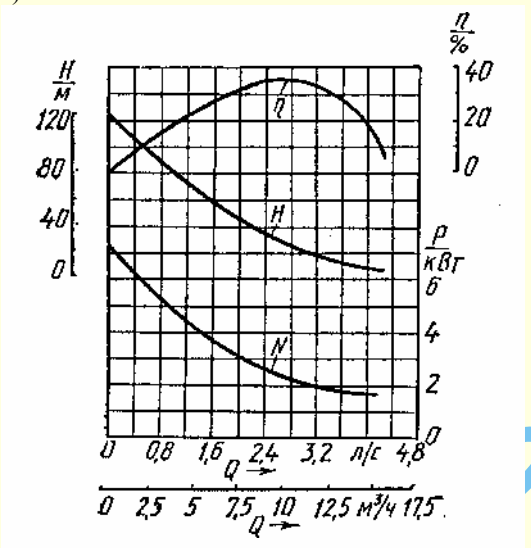


Рис. 2.33. Характеристика вихревого насоса

Характеристика вихревого насоса 2В-1,6 показана на рис. 2.33 при n = 1450 об/мин.

Показатели некоторых типов вихревых насосов приведены в табл. 2.14.

Таблица 2.14

Основные параметры вихревых насосов

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
1В-0,9М	0,28 – 0,98	35 – 12,5	1450	1,5
1,5В-1,3М	1,1 – 2,2	50 – 18	1450	4,2
2В-1,6М	1,94 – 4,17	55 – 20	1450	5,5
2,5В-1,8М	0,6	60 – 20	1450	10,0
3В-2,7М	5,55 – 9,75	80 – 35	1450	30,0
ВК (ВКС, ВКО)-1/16	1	16	1450	1,5
ВК (ВКС, ВКО)-2/26	2	26	1450	5,5
ВК (ВКС, ВКО)-4/24	4	24	1450	7,5
ВК (ВКС, ВКО)-5/24	5	24	1450	10,0

2.15.2. Вибрационные насосы

Насосы, в которых в качестве источника колебаний применены вибраторы, называют вибрационными. Вибрационный привод используется в насосах объемного и объемно-инерционного типов. В этом подразделе основное внимание уделяется работе вибратора насоса.

Вибрационный насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается в процессе возвратно-поступательного движения. Водоснабжение индивидуального дома осуществляется из различных местных водоисточников: рек, озер, колодцев. Воду перекачивают различными типами насосов, в том числе вибрационными. Широко известны вибрационные насосы «Малыш», «Родничок» и др.

Принцип их действия основан на использовании колебаний, передаваемых клапану-плавнику. В качестве привода клапана используют электромагнит. Вибрационные насосы не имеют вращающихся частей (деталей), не требуют смазки, работают от бытовой сети напряжением U = 220 В; насос не требует заливки перед пуском.

К недостаткам работы вибрационного насоса можно отнести: ограниченное время непрерывной работы — 1 – 2 часа с последующим отключением на 20 – 30 мин.; нельзя перемещать насос во время работы; необходимо следить за тем, чтобы насос не оказался вне воды и не вышел из строя.

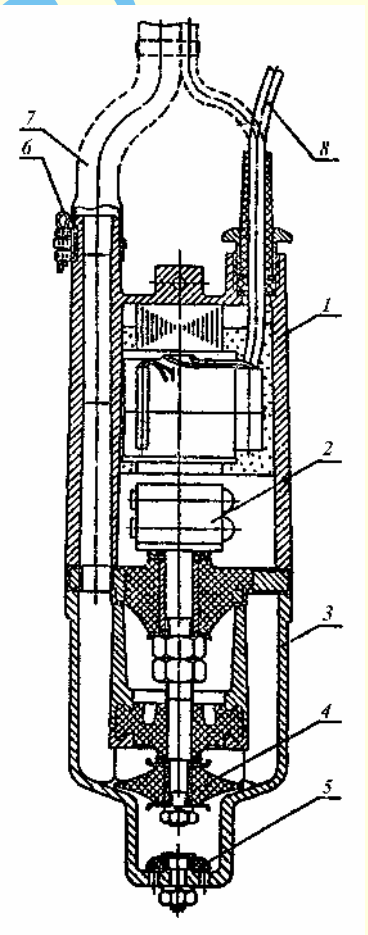


Рис. 2.34. Вибрационный насос:
1 – корпус; *2* – вибратор; *3* – основание; *4* – поршень резиновый; *5* – клапан резиновый; *6* – хомут; *7* – шланг; *8* – шнур питания

Справочник по гидравлике

Для примера приведем технические показатели вибрационного насоса типа «Малыш» (рис. 2.34): максимальная высота подъема жидкости – 45 м; подача – 1,5 м^3/час; потребляемая мощность – 220 Вт; масса – 3,5 кг; более подробно бытовые насосы будут рассмотрены в п. 2.20. Характеристика вибрационного насоса показана на рис 2.35. Влияние напряжения сети на показатели насоса показано на рис. 2.36.

С вибрационными насосами можно ознакомиться в [91].

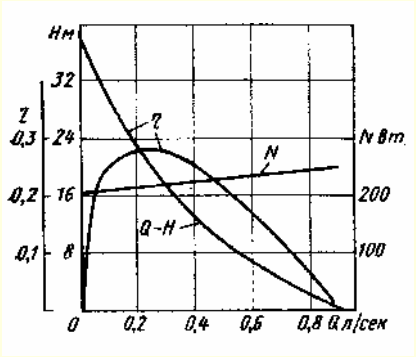
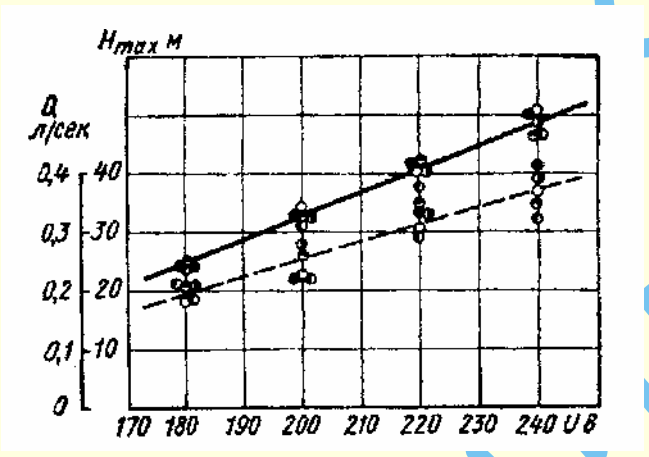


Рис. 2.35. Характеристика насоса НЭБ-1/20



——— $Q = f(U)$; — — — $H = f(U)$

Рис. 2.36. Зависимость подачи и напора насоса от напряжения сети

2.15.3. Шнековые насосы

Шнековый насос – насос трения, в котором жидкая среда перемещается через винтовой шнек в направлении его оси. Основным рабочим органом этого типа насоса является шнек, который установлен наклонно и вращается от привода в специальном лотке (рис. 2.37).

Шнековый насос состоит из следующих основных элементов: шнека, кожуха, нижней и верхней опор, понижающей передачи, электродвигателя. Шнек является рабочим органом, перекачивающим жидкость, и представляет собой ротор с приваренными к нему лопастями. Кожух выполняет функцию корпуса насоса и обеспечивает перемещение жидкой среды в осевом направлении. Шнековый насос работает с небольшой частотой вращения (35 ÷ 114 об/мин). Для получения таких оборотов необходима понижающая передача, в качестве которой используют редуктор. Насосы изготовляют: с подачей 10 ÷ 1600 л/с; напором 2 ÷ 5 м; КПД 63 ÷80% [22].

Укажем следующие достоинства шнековых насосов:

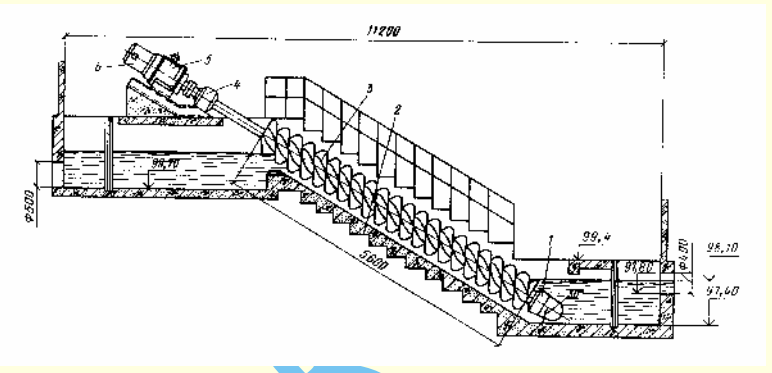


Рис. 2.37. Шнековый насос:
1 – нижняя опора; *2* – кожух; *3* – шнек; *4* – верхняя опора; *5* – понижающая передача; *6* – электродвигатель

большое проходное сечение, что обеспечивает перекачивание жидкости с крупными включениями; возможность исключения решеток для задержания механических примесей, небольшие затраты энергии для подъема жидкости; высокое значение КПД; небольшой абразивный износ рабочих органов. Шнековые насосы широко используют для перекачки сточных жидкостей и их осадков на небольшую высоту.

2.15.4. Струйные насосы

Струйный насос – насос трения, в котором одна жидкая среда перемещается потоком другой жидкой среды. Это устройство, в котором происходит передача механической энергии от одной среды к другой путем перемешивания струй этих сред. Достоинствами струйного насоса являются: простота конструкции, надежность в работе, пожарная безопасность, невысокая стоимость, малые габариты.

К недостаткам струйного насоса можно отнести сравнительно низкий КПД и относительно большой расход рабочей жидкости.

Основными элементами струйного насоса являются (рис. 2.38):

сопло рабочей жидкости *A*, сопло перекачиваемой жидкости *B*, камера смешения *C* и диффузор *D*.

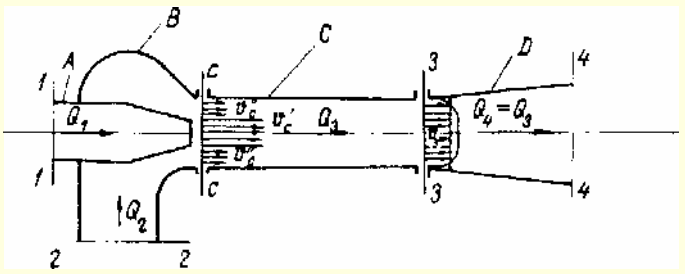


Рис. 2.38. Схема струйного насоса

Сопло *A* предназначено для преобразования потенциальной энергии давления рабочей жидкости в кинетическую энергию. Необходимость такого преобразования вытекает из самого принципа работы струйного насоса, в котором передача энергии происходит тем интенсивнее, чем больше скорость рабочей жидкости.

Гидравлика

Сопло *B* предназначено для подвода перекачиваемой жидкости к начальному сечению камеры смешения с минимальными потерями.

В камере смешения *C* происходит передача энергии от рабочей жидкости к перекачиваемой. Механизм этой передачи окончательно не выяснен. Наибольшее распространение пока имеет гипотеза, согласно которой передача энергии происходит за счет передачи количества движения частицами рабочей жидкости в процессе турбулентного перемешивания. Высказана также гипотеза, по которой в камере смешения на границе двух потоков образуются неустойчивые вихревые системы, воздействующие на перекачиваемую жидкость как лопатки лопастного насоса. Существенным является то, что с помощью закона сохранения импульса можно получить нужные соотношения между параметрами насоса без использования какой-либо гипотезы о механизме передачи энергии от рабочей жидкости к перекачиваемой.

Диффузор *D* служит для преобразования части кинетической энергии суммарного потока жидкости в потенциальную энергию давления. Это делается для того, чтобы уменьшить скорость жидкости, а следовательно, и потери напора в отводящем трубопроводе, в который жидкость поступает после струйного насоса.

На основном участке камеры смешения происходит выравнивание поля скоростей. Профиль скорости преобразуется таким образом, что у оси насоса скорости уменьшаются, а около стенки возрастают. Выравнивание профиля скоростей заканчивается на длине камеры смешения, равной примерно (6 – 8) диаметрам.

Несмотря на значительную разность скоростей рабочей и перекачиваемой жидкостей на начальном участке камеры смешения, разность давлений в струях этих жидкостей оказывается незначительной. Поэтому в приближенных расчетах давление в сечениях камеры смешения принимается постоянным. Однако давление вдоль камеры смешения меняется существенно: на начальном участке в процессе интенсивного перемешивания струй давление возрастает, достигает максимума при $\frac{L}{D}$ = (6 – 8) и далее падает.

Рост давления в начале камеры смешения объясняется тем, что в процессе смешения струй происходит уменьшение количества движения потока в камере, а в силу закона сохранения импульса это уменьшение количества движения приводит к росту давления в потоке. Падение давления после достижения максимума происходит потому, что при $\frac{L}{D} > (6-8)$ процесс перемешивания заканчивается и потенциальная энергия давления расходуется на преодоление сил трения и вихреобразование. Теоретические и опытные исследования показали, что потери давления на трение в камере смешения составляют менее 20% от потерь, происходящих при смешении струй. Общие потери напора в камере смешения весьма велики, что является причиной низкого значения коэффициента полезного действия струйного насоса.

На рис. 2.38 показаны характерные сечения для потоков жидкости в струйном насосе: *1–1* и *2–2* — входы рабочей и перекачиваемой жидкостей; *c – c* — вход в камеру смешения; *3–3* — выход из камеры смешения; *4–4* — выходное сечение насоса. Подача струйного насоса определяется расходом перекачиваемой жидкости Q_2. Отношение этого расхода к расходу рабочей жидкости Q_1 называется коэффициентом эжекции

$$n = \frac{Q_2}{Q_1}. \qquad (2.46)$$

Напор струйного насоса определяется разностью напоров на выходе H_4 и на входе перекачиваемой жидкости H_2:

$$H = H_4 - H_2. \qquad (2.47)$$

С учетом того, что энергоподвод в струйном насосе осуществляется за счет потока рабочей жидкости, можно записать следующие выражения для полезной мощности $N_п$, потребляемой мощности N и коэффициента полезного действия η:

$$N_п = \gamma Q_2 H; \qquad (2.48)$$

$$N = \gamma Q_1 (H_1 - H_4); \qquad (2.49)$$

$$\eta = \frac{Q_2 (H_4 - H_2)}{Q_1 (H_1 - H_4)} = n \frac{H}{H_1 - H_4}. \qquad (2.50)$$

Напорной характеристикой струйного насоса является зависимость напора H от расхода перекачиваемой жидкости Q_2: $H = f_1(Q_2)$. Характеристики струйного насоса $H = f_1(Q_2)$ и $\eta = f_2(Q_2)$ определяются при постоянных значениях напора и расхода рабочей жидкости: H_1 = const, Q_1 = const.

Важным геометрическим параметром струйного насоса является отношение площади сечения камеры смешения S_3 к площади выходного сечения сопла рабочей жидкости S'_c (см. рис. 2.38):

$$m = \frac{S_3}{S'_c}.$$

При практическом использовании более удобными оказываются обобщенные характеристики струйного насоса, в которых напор насоса представляется в безразмерном виде

$$\overline{H} = \frac{H}{(V'_c)^2 / 2g}, \qquad (2.51)$$

а расход Q_2 выражается через коэффициент эжекции (2.46); знаменатель в формуле (2.51) есть скоростной напор рабочей жидкости на входе в камеру смешения. Таким образом, обобщенные характеристики струйного насоса есть зависимости $\overline{H} = f(n)$, $\eta = f(n)$ (см. рис. 2.39).

Для получения соотношений между параметрами струйного насоса запишем законы сохранения массы, энергии и импульса, используя обозначения сечений, показанные на рис. 2.38.

Закон сохранения массы дает уравнение

$$Q_4 = Q_1 + Q_2. \qquad (2.52)$$

Из закона сохранения энергии получаем еще три уравнения:

$$H_1 = \frac{p_c}{\gamma} + (1 + \zeta_{c1}) \frac{V'^2_c}{2g}; \qquad (2.53)$$

$$H_2 = \frac{p_c}{\gamma} + (1 + \zeta_{c2}) \frac{V''^2_c}{2g}; \qquad (2.54)$$

$$H_4 = \frac{p_3}{\gamma} + (\alpha_3 - \zeta_д) \frac{V^2_3}{2g}, \qquad (2.55)$$

Справочник по Гидравлике

где $\zeta_{c1}, \zeta_{c2}, \zeta_д$ – коэффициенты местных потерь напора в соплах *A*, *B*, *C* и в диффузоре *D*;

α_3 – коэффициент, учитывающий влияние на величину кинетической энергии неравномерности местных скоростей в сечении *3–3*;

H_1, H_2 и H_4 – полные напоры в соответствующих сечениях.

Верхние индексы (′) и (″) относятся к рабочей и перекачиваемой жидкости соответственно.

На оси насоса $z = 0$; знак минус перед $\zeta_д$ появился потому, что потери в диффузоре перенесены в его начальное сечение 3. В этих уравнениях принято: $p'_c = p''_c = p_c$.

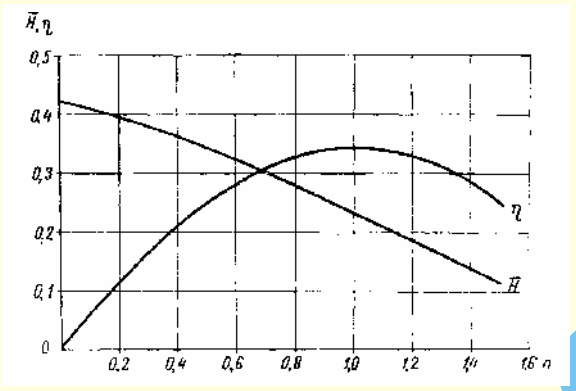


Рис. 2.39. Обобщенные характеристики струйного насоса

На рис. 2.39 показаны обобщенные рабочие характеристики струйного насоса. Относительный напор струйного насоса H с ростом коэффициента эжекции n падает вследствие того, что одна и та же энергия передается возрастающему количеству перекачиваемой жидкости Q_2.

Из графика рис. 2.39 видно, что при некотором значении коэффициента эжекции n коэффициент полезного действия насоса имеет максимум. Это говорит о наличии у струйных насосов оптимальных режимов работы.

При некотором значении Q_2 давление p_c станет равным давлению насыщенных паров $p_п$ и в начале камеры смешения возникнет кавитация. Это приведет к тому, что дальнейшее увеличение подачи насоса Q_2 станет невозможным, при этом напор и КПД струйного насоса резко снижается (рис. 2.40). Поэтому подача струйного насоса ограничена величиной $Q_{2\,кр}$.

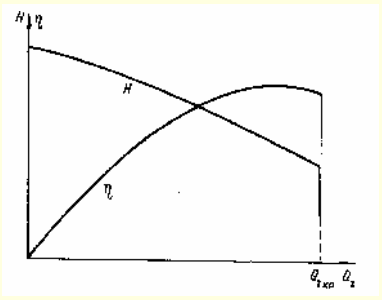


Рис. 2.40. Характеристики струйного насоса при возникновении в нем кавитации

Струйный насос относится к разновидностям эжекторных устройств. Различают следующие разновидности эжекторных устройств: в эжекторах – оба потока являются потоками одной и той же среды; например, если это вода, то насос называют струйным; в инжекторах рабочим потоком является поток газа (пара), а перекачиваемым потоком является жидкость; в гидроэлеваторах рабочим потоком является вода, а перекачивается смесь воды с песком (глиной), т. е. пульпа.

Геометрические размеры некоторых струйных насосов показаны на рис. 2.41 [71].

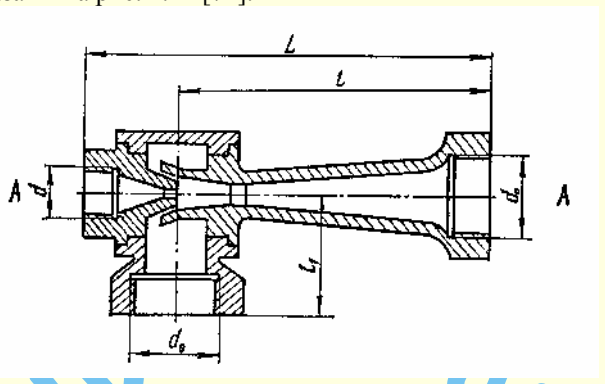


Рис. 2.41. Геометрические размеры струйного насоса

Основные геометрические показатели некоторых струйных насосов приведены в табл. 2.15.

Таблица 2.15

Основные размеры эжектора

Типоразмер эжектора	Размеры, мм				
	L	*l*	l_1	*d*	d_0
1	125	90	35	10	19
2	160	120	40	12	25
3	205	155	50	19	37
4	255	190	60	31	50

Основные показатели некоторых струйных насосов приведены в табл. 2.16.

Таблица 2.16

Основные параметры эжекторов

Марка насоса	Типоразмер	Напор рабочей жидкости, *H*, м	Расход рабочей жидкости, *Q*, л/с	Высота всасывания $H_{вс}$, м	Подача насоса *Q*, л/с
	1	40	0,27	3	0,39
Эжекторы	2	40	0,41	3	0,56
Главармалита	3	40	0,33	5 ÷ 10	0,44
	4	40	0,72	5 ÷ 10	1,00
ВСН-50	–	60 ÷ 80	8,0 ÷ 9,7	6 ÷ 8	13,8 ÷ 16,7

Методика расчета струйных насосов изложена в [35, 65].

2.15.5. Дисковые насосы

Дисковый насос – это насос трения, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Устройство дискового насоса показано на рис. 2 .42 .

На вал *2* насажено несколько дисков *1* так, что между дисками имеются полости *3* небольшой ширины. В центре каждого диска имеются отверстия для поступления жидкости. Диски скреплены между собой стяжками *4*. При враще-

Справочник гидравлике

нии вала насоса жидкость, которая находится в полости *3* между дисками, закручивается ими за счет воздействия сил трения; энергия от рабочего колеса передается жидкой среде. В спиральном отводе *5* и коническом диффузоре *6* кинетическая энергия потока жидкости преобразуется в потенциальную энергию давления [30].

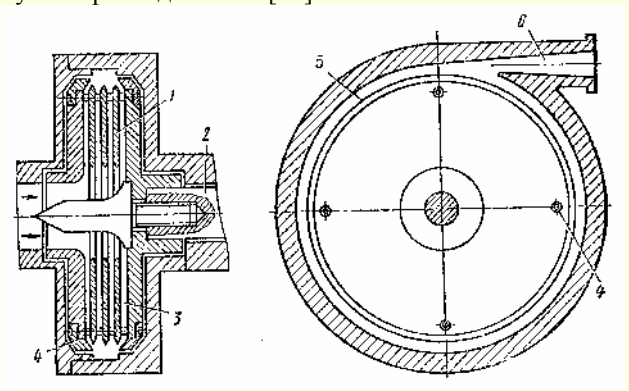


Рис. 2.42. Схема дискового насоса

Возможны различные варианты изготовления насоса: смонтированный на раме, погружной, погружной с вынесенным двигателем и др.

Насосы могут перекачивать жидкости: суспензии с высоким содержанием плотных частиц, сильноабразивные жидкости, жидкости с большими объемами увлеченного газа; жидкости, содержащие крупные и (или) волокнистые частицы, химические жидкости и др.

Дисковые насосы используются в различных отраслях промышленности, например:

химическая и нефтяная промышленность – полимерные эмульсии, латексы, битум, сырая нефть и др.;

целлюлозно-бумажная промышленность – бумажная масса, целлюлоза, суспензии и др.;

пищевая промышленность – сахарные суспензии, цитрусовое масло, сахарный песок, рис и др.

Уникальная работа дискового насоса обеспечивает свободную от пульсаций и безударную перекачку жидкой среды, что создает определенные преимущества по сравнению с другими типами насосов.

Характеристики одного из типов дисковых насосов показаны на рис. 2.43.

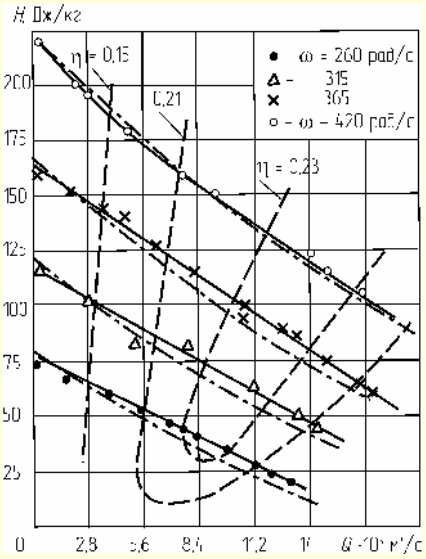


Рис. 2.43. Характеристика дискового насоса

Рекомендации по использованию дисковых насосов показаны на рис. 2.44 – 2.47 [41].

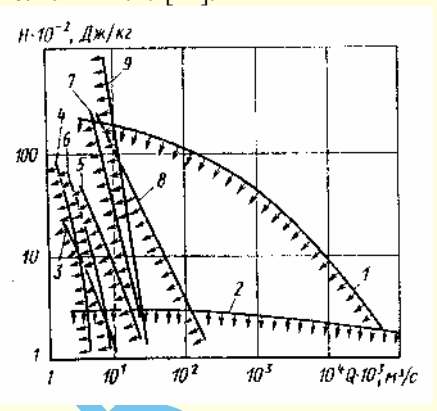


Рис. 2.44. Области применения насосов по напору и расходу

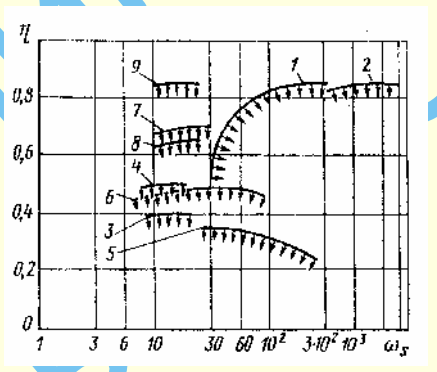


Рис. 2.45. Области применения насосов по коэффициенту быстроходности

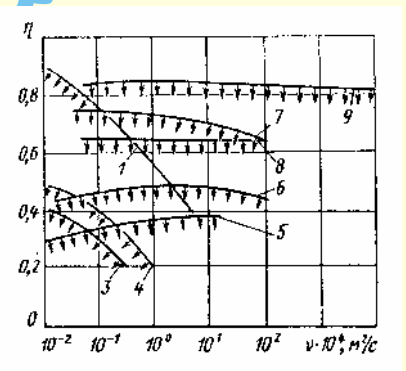


Рис. 2.46. Области применения насосов в зависимости от коэффициента кинематической вязкости

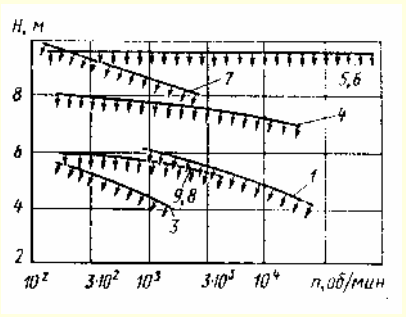


Рис. 2.47. Зависимость высоты всасывания различных насосов от частоты вращения

Примечание: на рис. 2.44 – 2.47 изображены области применимости различных типов насосов в зависимости от основных параметров: *1* – центробежный лопастный насос,

Справочник гидравлика

2 – осевой, *3* – вихревой, *4* – черпаковый, *5* – дисковый с турбулентным течением, *6* – дисковый с ламинарным течением, *7* – шестеренный, *8* – винтовой, *9* – плунжерный [41].

На рис. 2.43 напор насоса *H* представлен в Дж/кг; на рис. 2.45 коэффициент быстроходности обозначен ω_s.

Фирма DISCFLOW выпускает дисковые насосы с техническими показателями: подача – 0,5 ÷ 2200 м^3/час; напор – до 300 м; диаметр диска – 203 ÷ 508 мм; рабочая температура – до 523 °С; вязкость – до 300000 сПз; максимальный размер частиц – до 250 мм; обороты – до 3600 об/мин; двигатели – электрический, дизельный, гидравлический, воздушный.

2.16. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ НАСОСЫ

Электромагнитный насос – это динамический насос, в котором жидкая среда перемещается под воздействием электромагнитных сил. Для работы электромагнитного насоса необходимо создать в канале электромагнитную силу для перемещения жидкой среды и рабочую среду, имеющую определенную проводимость.

Поэтому в качестве рабочих тел используют жидкие металлы, сплавы жидких металлов, растворы солей и кислот. Проводимость рабочих тел определяется по формуле

$$\sigma = \frac{1}{\rho}, \qquad (2.56)$$

где ρ - удельное электрическое сопротивление.

Величина σ изменяется в широких пределах. Так, проводимость меди $\sigma = 6\cdot10^7$ 1/Ом·м; натрия $\sigma = 10^7$ 1/Ом·м; ртути $\sigma = 10^6$ 1/Ом·м; морской воды $\sigma = 3 \div 5$ 1/Ом·м. Проводимость водных растворов кислот, щелочей и солей достигает величины $\sigma = 60 \div 70$ 1/Ом·м. На проводимость указанных выше веществ влияет температура. Приведем пример для олова:

$$\sigma_{300°C} = 2{,}2\cdot10^6 \frac{1}{\text{Ом}\cdot\text{м}};$$

$$\sigma_{500°C} = 1{,}8\cdot10^6 \frac{1}{\text{Ом}\cdot\text{м}}.$$

Проводимость жидких металлов с увеличением температуры убывает. Зависимость проводимости жидких металлов от температуры показана на рис. 2.48 .

По закону И. Ньютона

$$m\frac{dV}{dt} = F_{эл},$$

где m - масса;

$\frac{dV}{dt}$ – ускорение;

$F_{эл}$ – электромагнитная сила.

Электромагнитную силу можно определить

$$\overline{F}_{эл} = \overline{j}\cdot\overline{B}, \qquad (2.57)$$

$$j = \frac{I}{S}, \ \frac{\text{А}}{\text{м}^2}$$

где $\overline{j}$ – вектор плотности тока;

$\overline{B}$ – вектор магнитной индукции.

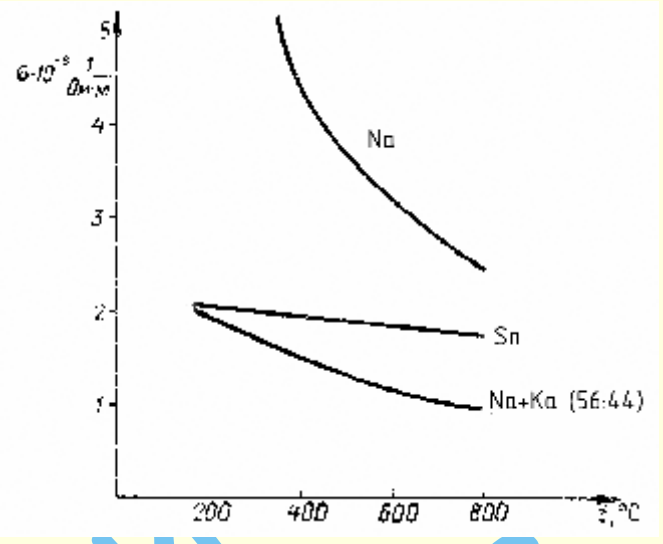


Рис. 2.48. Зависимость проводимости жидких металлов от температуры

Таким образом, электромагнитную силу можно использовать для управления потоком среды. Очевидно, что соответствующей ориентацией электрического и магнитного полей электромагнитную силу можно направить так, что она будет либо ускорять поток, либо препятствовать его движению.

Рассмотрим несколько конкретных моделей магнитогидродинамических устройств. Условно магнитогидродинамические насосы можно разделить на два класса: кондукционные насосы и индукционные насосы. В последнее время интерес к электромагнитным насосам значительно возрос. Успешно эти насосы используются в металлургии (для непрерывной транспортировки металла), ядерной энергетике, других отраслях.

Кондукционные насосы

Кондукционные насосы условно можно разделить

1) на кондукционные насосы постоянного тока;

2) кондукционные насосы переменного тока.

Впервые реальную конструкцию магнитогидродинамического насоса предложил Гартман в 1918 г.

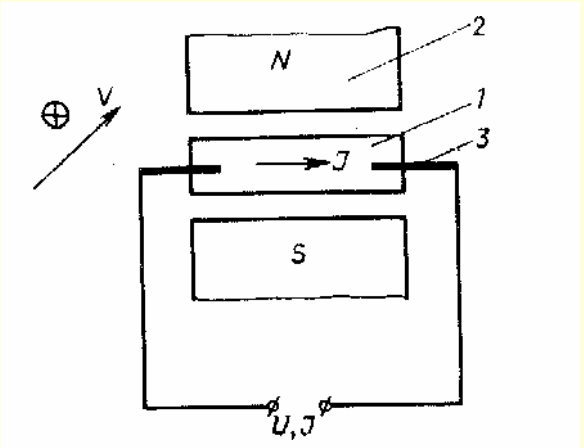


Рис. 2.49. Схема кондукционного насоса

Работу кондукционного насоса постоянного тока поясним по рис. 2.49. Насос состоит из канала *1*, сечение которо-

Справочник гидравлике

го в рабочей части имеет прямоугольную форму; электромагнита *2*; электродов *3*.

Через электроды *3* к рабочему телу, находящемуся в канале *1* насоса, подводится электрический ток. Электромагнит *2* создает магнитное поле в канале. Взаимодействие электрического поля с магнитным полем приводит к появлению объемной электромагнитной силы, которая заставляет проводящую среду двигаться.

Кондукционные насосы постоянного тока успешно применяются для перекачки жидких металлов, имеющих температуру до 800 °С. Охлаждение их осуществляется только за счет естественной конвекции окружающего воздуха и излучения.

Основными преимуществами таких насосов являются простота конструкции, хорошие весогабаритные показатели, сравнительно высокий КПД. Но у них имеются существенные недостатки: развивают низкое давление, дают малый расход жидкости Q, требуется специальный источник питания электродов постоянным током низкого напряжения (1 ÷ 5 В) и на ток в десятки тысяч ампер. Характеристиками насоса называются зависимости $p = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$. Рабочее давление, развиваемое кондукционным насосом, обычно составляет (1 ÷ 3) 10^5 Па; КПД доходит до 50 ÷ 60%. Характеристики одного из типов концукционных насосов показана на рис. 2.50.

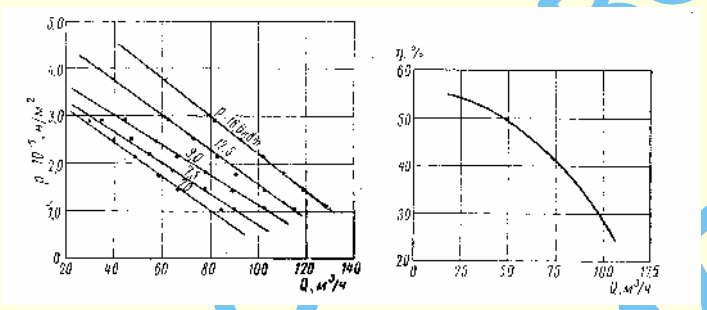


Рис. 2.50. Характеристики кондукционного насоса постоянного тока

Кондукционные насосы постоянного тока требуют специального источника питания. Лишен этого недостатка кондукционный насос переменного тока (рис. 2.51). Однофазный электромагнитный насос работает на промышленной частоте.

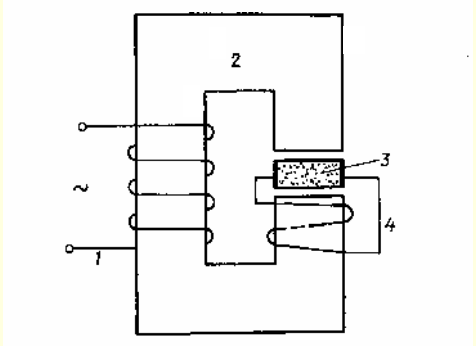


Рис.2.51. Схема концукционного насоса переменного тока: *1* – первичная обмотка; *2* – магнитопровод; *3* – рабочий канал; *4* – вторичная обмотка

Магнитный поток, получаемый в сердечнике *2*, пронизывает рабочий канал *3*, создает в нем магнитную индукцию B. В то же время этот поток возбуждает во вторичной обмотке ЭДС и ток, который замыкается через жидкий проводник, находящийся в канале *3*. Взаимодействие совпадающих по фазе тока и магнитной инцукции создает электромагнитную силу, которая заставляет двигаться жидкий металл по каналу.

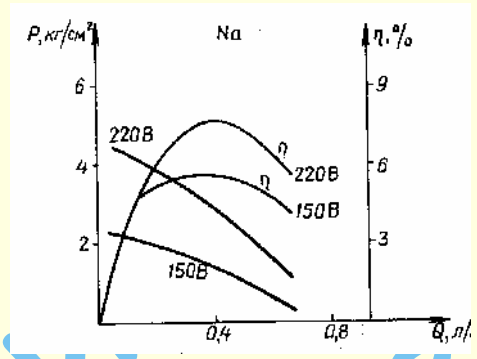


Рис. 2.52. Характеристика кондукционного насоса переменного тока

Однофазные электромагнитные насосы переменного тока имеют низкий КПД и применяются, в основном, в лабораторном практикуме.

Характеристики $p = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ кондукционного насоса переменного тока показаны на рис. 2.52. Область применения кондукционных насосов такова: Q = 0,1 ÷ 1,5 л/с; p =(0,1 ÷ 3)·10^5 Па. Технические показатели некоторых типов кондукционных электромагнитных насосов постоянного тока приведены в [7,9].

Индукционные насосы

Условно все индукционные насосы можно разделить на три типа:

1) плоские линейные индукционные насосы (ПЛИН);

2) цилиндрические линейные индукционные насосы (ЦЛИН);

3) спиральные линейные индукционные насосы (СЛИН).

Область применения из указанных выше типов насосов такова: Q = 0,1 ÷ 1.5 м^3/ч; p = (0,1 ÷ 10) 10^5 Па.

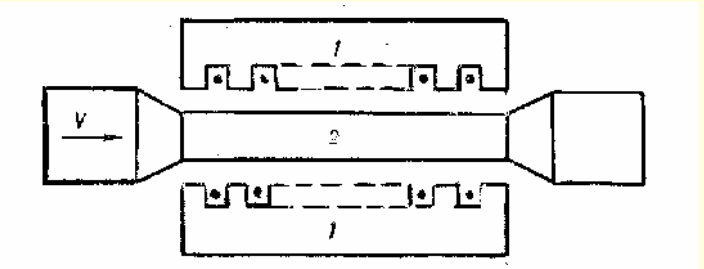


Рис.2.53. Схема плоского линейного индукционного насоса (ПЛИН)

Схема плоского насоса показана на рис. 2.53. Насос состоит из индукторов *1*, между которыми расположен плоский прямоугольный канал *2*. Индуктор представляет собой развернутый в плоскости статор асинхронного двигателя. Трехфазная обмотка индуктора создает бегущее магнитное поле, возбуждающее токи в жидком проводнике. Взаимодействие индуктированных в жидком металле токов с магнитным полем приводит к появлению в потоке электромагнитной силы, заставляющей жидкий металл двигаться в осевом направлении.

Справочник по гидравлике

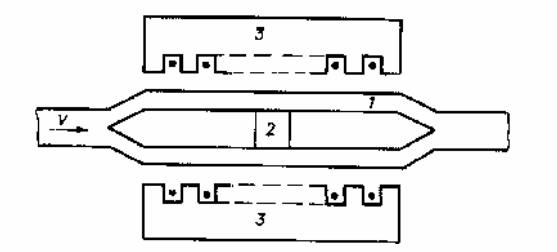


Рис. 2.54. Схема цилиндрического линейного индукционного насоса (ЦЛИН)

Схема цилиндрического линейного индукционного насоса показана на рис. 2.54. Насос состоит из рабочего канала *1*, выполненного в виде двух коаксиальных цилиндров, между которыми прокачивается жидкий металл; внутреннего сердечника (магнитопровода) *2*; индуктора *3*, свернутого в цилиндр вокруг оси, перпендикулярной пазам. В пазах цилиндрического индуктора располагается трехфазная обмотка, создающая бегущее по оси магнитное поле. Поле индуцирует токи, идущие по жидкому металлу.

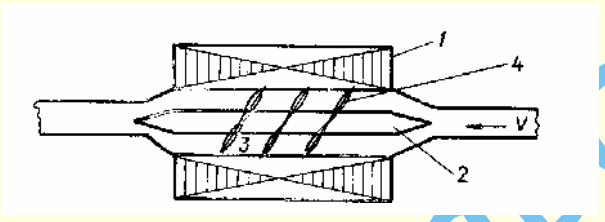


Рис. 2.55. Спиральный индукционный насос

В результате взаимодействия токов с бегущим магнитным полем появляется электромагнитная сила, заставляющая металл перемещаться вдоль оси канала.

Устройство спирального индукционного насоса показано на рис. 2.55. Он состоит из индуктора *1*, в пазах которого расположена трехфазная обмотка возбуждения, создающая бегущее магнитное поле, сердечника *2* и двух тонкостенных цилиндров, расположенных в зазоре между индуктором и сердечником. Между цилиндрами навита узкая лента *4*, образующая спиральный канал *3*, в котором находится жидкий металл. Создаваемое статором вращающее магнитное поле, взаимодействуя с индуцируемыми в жидком металле токами, приводит металл в движение по спиральному каналу.

К недостаткам индукционных насосов следует отнести тяжелые условия охлаждения, краевые эффекты, сравнительно низкий КПД, сложность конструкции.

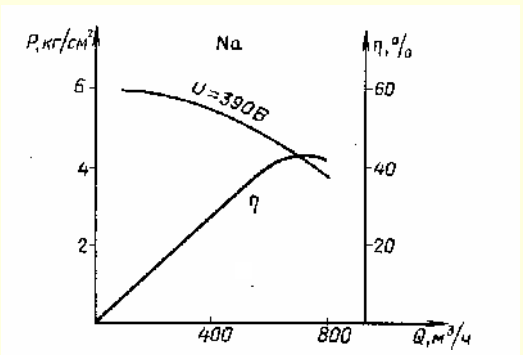


Рис. 2.56. Характеристика индукционного насоса

Характеристики $p = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ для одного из типов индукционных насосов показаны на рис. 2.56. Опыт использования электромагнитных насосов показывает, что они успешно работают в течение длительного срока (1000 ÷ 10000 ч). Разработчики новых, более совершенных насосов идут по пути увеличения подачи, повышения температуры перекачиваемых металлов до 1100 – 1500 °С, увеличения скорости движения жидкости в канале до 20 – 30 м/с.

Технические показатели некоторых типов электромагнитных индукционных насосов приведены в [5, 7, 9].

2.17. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

Объемный насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса.

Перемещение жидкости в объемном насосе осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями. Вытеснителями могут быть: поршни, плунжеры, шестерни, винты и т. д. По способу вытеснения жидкости объемные насосы разделяют на поршневые и роторные.

В поршневых насосах жидкая среда вытесняется из рабочих камер в результате возвратно-поступательного движения вытеснителей, например поршня, плунжера, диафрагмы.

В роторном насосе жидкая среда вытесняется из рабочих камер в результате вращательного или вращательно-поступательного движения вытеснителей, например шестерен или винтов.

Принцип действия объемных насосов состоит в периодическом повторении трех последовательных операций: всасывания некоторого объема жидкости, изоляции этого объема, нагнетания его в магистраль высокого давления.

Отметим следующие преимущества объемных насосов:
развивают высокие давления (50-100)·МПа;
имеют сравнительно высокий КПД $\eta = 0{,}7 \div 0{,}9$;
не требуют заливки перед пуском насоса;
имеют небольшую массу и габариты.

Вместе с тем они имеют и определенные недостатки:
способны обеспечить небольшую подачу жидкости,
подачу жидкости осуществляют неравномерно,
некоторые типы насосов сложны в изготовлении и т. д.

Объемные насосы находят широкое применение в самолетостроении, в автомобильной технике, в гидроприводе специальных машин и механизмов, в системах подъемно-транспортного оборудования и т. д.

Материал этого раздела излагается по работе [71] с некоторыми дополнениями и сокращениями.

2.17.1. Поршневые насосы

Поршневой насос представляет собой возвратно-поступательный насос, у которого рабочие органы выполнены в виде поршней.

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из неподвижных рабочих камер вытеснителями. Под *рабочей камерой* объемного насоса понимается ограниченное пространство, попеременно сообщающееся со входом и

Справочник по гидравлике

выходом насоса. Рабочий орган насоса, непосредственно совершающий работу вытеснения жидкости из рабочих камер, а также часто работу всасывания жидкости в эти же камеры, называется *вытеснителем.* Конструктивно вытеснитель может быть выполнен в виде поршня, плунжера, диафрагмы.

1. По типу вытеснителей поршневые насосы делятся на *собственно поршневые, плунжерные* и *диафрагменные.*

2. По характеру движения ведущего звена различают насосы:

а) *прямодействующие,* в которых ведущее звено совершает возвратно-поступательное движение (например, паровые прямодействующие);

б) *вальные,* в которых ведущее звено совершает вращательное движение (кривошипные и кулачковые насосы).

3. По числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход различают насосы:

а) одностороннего действия;

б) двустороннего действия.

4. По количеству поршней или плунжеров насосы бывают:

а) однопоршневые;

б) двухпоршневые;

в) трехпоршневые;

г) многопоршневые.

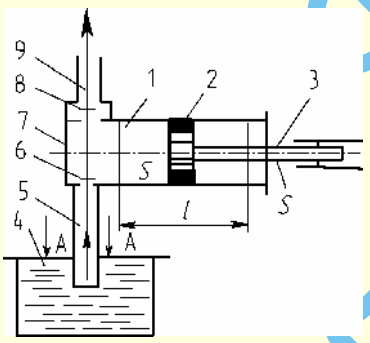


Рис. 2.57. Схема однопоршневого насоса одностороннего действия

На рис. 2.57 приведена простейшая схема однопоршневого насоса одностороннего действия. В цилиндре *1* совершает возвратно-поступательное движение поршень *2,* соединенный штоком *3* с ведущим звеном насоса (на схеме не показано). К цилиндру присоединена клапанная коробка *7*, в которой находятся всасывающий клапан *6* и напорный клапан *8.* Пространство между клапанами и поршнем является рабочей камерой насоса. К клапанной коробке снизу подведен всасывающий трубопровод *5*, соединяющий насос с расходным резервуаром *4.* Над клапанной коробкой находится напорный трубопровод *9.*

В современных поршневых насосах наибольшее распространение получили клапаны, нагруженные пружинами. Конструктивное выполнение их может быть разнообразным .

На рис. 2.58 дана простейшая схема однопоршневого насоса двустороннего действия. На рис. 2.59 представлена схема дифференциального плунжерного насоса. В дальнейшем изложении приняты следующие условные обозначения:: D и S - диаметр и площадь поршня; d и s—диаметр и площадь поперечного сечения штока; h или l – ход поршня; V_0 — рабочий объем насоса, n — число двойных ходов поршня или частота вращения вала; Q — подача насоса.

Для насосов одностороннего действия $V_0 = iSl$.

Для насосов двустороннего действия $V_0 = i(2S—s)l$. Здесь i — число поршней.

Усредненная во времени секундная подача насоса

$$Q = \eta_0 Q_{ид} = \eta_0 V_0 \frac{n}{60}, \qquad (2.58)$$

где $Q_{ид}$ – идеальная секундная подача насоса; η_0 – объемный КПД насоса, зависящий от его конструкции, частоты ходов, давления и абсолютных размеров насоса. Ориентировочные значения η_0 поршневых насосов в зависимости от размеров насосов даны в табл. 2.17.

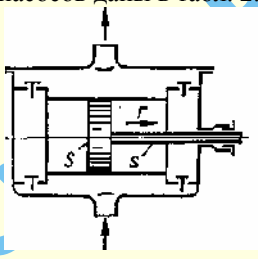


Рис. 2.58. Схема однопоршневого насоса двустороннего действия

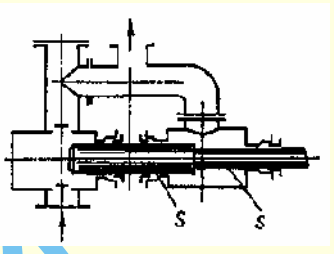


Рис. 2.59. Схема дифференциального насоса

Максимально допустимое число двойных ходов n в минуту поршневых насосов изменяется в зависимости от типа клапанов и определяет быстроходность данных насосов. В зависимости от быстроходности насосов выбираются соответствующие отношения длины хода рабочего органа h (или l) к его диаметру D.

Таблица 2.17

Ориентировочные значения η_0 поршневых насосов

Размер насоса	D, мм	Q, м ^{3}/ч	η_0
Малый	Менее 50	0,5 ÷ 20	0,85 ÷ 0,90
Средний	50 ÷ 150	20 ÷ 300	0,90 ÷ 0,95
Крупный	Более 150	Более 300	0,95 ÷ 0,99

Таблица 2.18

Значения $\psi = \frac{h}{D}$ в зависимости от типа поршневых насосов

Тип насоса	n, об/мин	ψ
Тихоходный	40 ÷ 80	2,5 ÷ 2,0
Нормальный	80 ÷ 150	2,0 ÷ 1,2
Быстроходный	150 ÷ 350	1,2 ÷ 0,5

В табл. 2.18 приведены эти отношения $\psi = \frac{h}{D}$ в зависимости от n для поршневых и плунжерных насосов.

В табл. 2.19 показаны допустимые значения n в зависимости от типа клапанов.

Таблица 2.19

Допустимые значения *n* в зависимости от типа клапанов

Тип клапана	*n*, об/мин
Весовой	60 ÷ 80
Пружинный в зависимости от конструкции	100 ÷ 300
Специальной конструкции	300 ÷ 500

В кривошипных поршневых насосах возвратно-поступательное движение рабочего органа осуществляется кривошипно-шатунным механизмом (рис. 2.60).

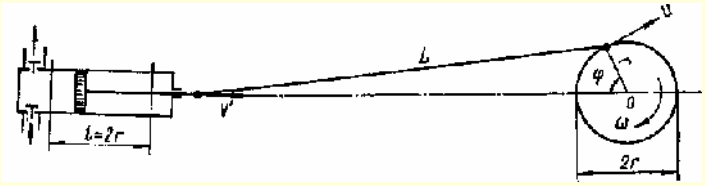


Рис. 2.60. Схема кривошипно-шатунного механизма

Если длина шатуна L достаточно велика по сравнению с радиусом кривошипа r, то мгновенная скорость движения рабочего органа в этом случае определяется приближенным выражением

$$v' = r\omega\sin\varphi = u\sin\varphi, \qquad (2.59)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость вращения кривошипа;

φ – угол поворота кривошипа;

u – окружная скорость движения пальца кривошипа. Из выражения (2.59) следует: при φ, равном 0, 180 и 360°; $v' = 0$; при φ, равном 90 и 270°, $v' = v_{max} = u$. По такому же синусоидальному закону изменяется мгновенная подача $Q_{мг}$ насоса.

Графики подачи поршневых насосов приведены на рис. 2.61: *а* – однопоршневого одностороннего действия; *б* – двухпоршневого одностороннего (I) и двустороннего (II) действия; *в* — трехпоршневого одностороннего действия со смещением фаз их рабочих циклов на угол 120°; *г* — четырехпоршневого одностороннего (I) и двустороннего (II) действия со смещением фаз на 90°. Из приведенных графиков видно, что самой большой неравномерностью подачи обладают однопоршневые насосы одностороннего действия, наименьшей — трехпоршневые насосы. Степень неравномерности подачи оценивается коэффициентом неравномерности $\sigma_Q = \frac{Q_{max}}{Q_{ср}}$.

Для снижения коэффициента неравномерности σ_Q применяют насосы с несколькими поршнями (цилиндрами) и со смещением фаз их рабочих циклов на угол $\beta = \frac{360}{z}$ (z — число поршней). Значения σ_Q насосов одностороннего действия для различных z приведены ниже в таблице 2.20.

Из приведенных данных видно, что с точки зрения повышения равномерности подачи выгодно применять насосы с нечетным числом поршней. Обращает на себя внимание то, что насосы с z, равным 3 и 6, а также 5 и 10, имеют одинаковые значения σ_Q.

Давление $p_в$ в цилиндре насоса во время всасывания периодически изменяется при перемещении поршня от одного крайнего положения до другого и обратно (см. рис. 2.60). Приближенное значение $p_в$ в данный момент времени может быть

Таблица 2.20

Значения σ_Q

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
σ_Q	3,14	1,57	1,047	1,11	1,016	1,047	1,008	1,026	1,005	1,016

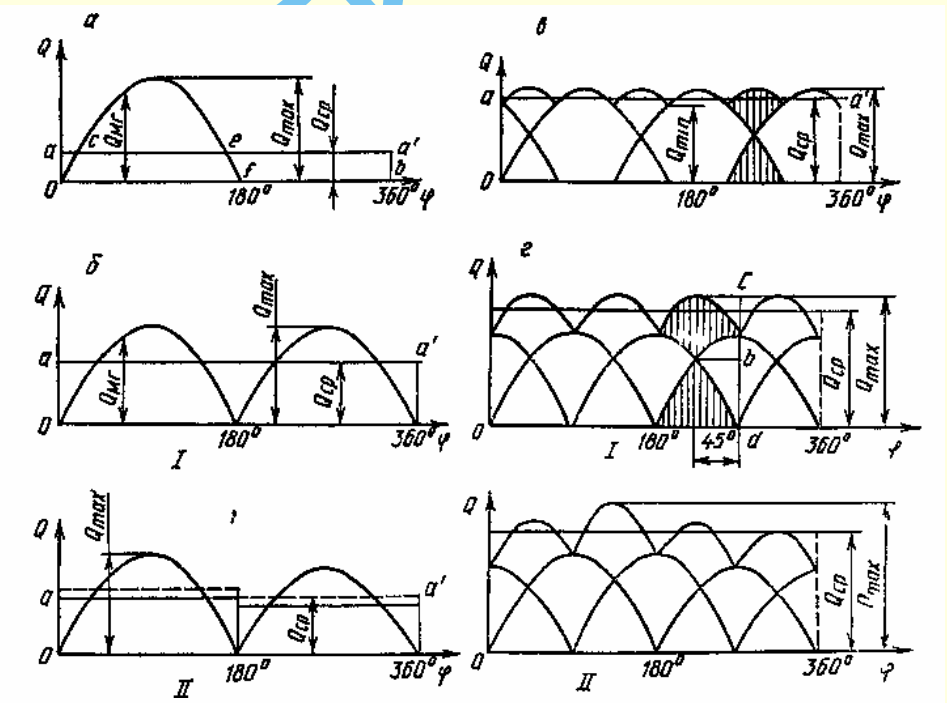


Рис.2.61. Графики подачи поршневых насосов

Справочник по гидравлике

найдено из выражения

$$\frac{p_в}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - H_в - \sum h_{п.в} - h_{и.н}\,, \qquad (2.60)$$

где p_0 – давление на свободной поверхности жидкости в резервуаре, из которого происходит всасывание;
$H_в$ – геометрическая высота всасывания;
$\Sigma h_{п.в}$ – суммарная потеря напора во всасывающем трубопроводе и всасывающем клапане; в крайних положениях поршня она равна нулю, максимальное значение соответствует среднему положению поршня в цилиндре, когда $x = r$; $h_{и.н}$ – инерционный напор, обусловленный неустановившимся движением жидкости во всасывающем трубопроводе; в зависимости от перемещения поршня x он определяется по формуле:

$$h_{и.н} = \frac{dv'}{dt}\cdot\frac{L_в}{g}\cdot\frac{D^2}{d_в^2} = \frac{\pi^2 n^2 r L_в D^2}{900 g d_в^2}\cos\varphi\,. \qquad (2.61)$$

В крайних положениях поршня $h_{и.н}$ имеет максимальное абсолютное значение, в среднем положении – обращается в нуль. В формуле (2.61) n – частота вращения кривошипа, об/мин; D – диаметр поршня; $L_в$ и $d_в$ – соответственно длина и диаметр всасывающего трубопровода.

Для нормальной работы насоса, при которой жидкость безотрывно движется за поршнем, необходимо соблюдение условия $p_{в\,min} > p_{н.п}$, где $p_{н.п}$ – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре. Несоблюдение этого условия приводит к возникновению кавитации.

Бескавитационная работа насоса может быть обеспечена также при соблюдении условия

$$H_{вак} < H_{вак}^{доп},$$

где $H_{вак}$ – вакуумметрическая высота всасывания:

$$H_{вак} = \frac{p_а - p_{н.п}}{\gamma} = H_в + \sum h_{н.п} + h_{и.н}\,, \qquad (2.62)$$

где $H_{вак}^{доп}$ - допустимая высота всасывания для данного насоса, зависящая от рода жидкости и ее температуры, а также числа двойных ходов в минуту. Для воды допустимая высота всасывания поршневых насосов в зависимости от ее температуры t и частоты вращения кривошипно-шатунного механизма n может быть приближенно найдена по табл. 2.21.

Таблица 2.21

Допустимая высота всасывания поршневых насосов в зависимости от *t* и *n* (для воды)

n, об/мин	Температура воды *t*, °С						
	0	20	30	40	50	60	70
50	7,0	6,5	6,0	5,5	4,0	2,5	0
60	6,5	6,0	5,5	5,0	3,5	2,0	0
90	5,5	5,0	4,5	4,0	2,5	1,0	0
120	4,5	4,0	3,5	3,0	1,5	0,5	0
150	3,5	3,0	2,5	2,0	0,5	0,0	0
180	2,5	2,0	1,5	1,0	0,0	0,0	0

При подаче горячей воды ($t > 70°$), а также вязких жидкостей насос следует располагать ниже уровня жидкости в расходном резервуаре, т. е. жидкость должна поступать в насос с подпором.

Максимальное давление, развиваемое поршневым насосом на выходе, может быть весьма значительным и определяется прочностью деталей насоса, мощностью двигателя и герметичностью рабочей камеры.

Для выравнивания скорости движения жидкости во всасывающем и напорном трубопроводах, а следовательно, для устранения влияния инерционного напора применяются воздушные колпаки, представляющие собой закрытые емкости, расположенные в непосредственной близости от рабочей камеры перед входом в насос и на выходе из него. Верхняя часть колпаков, в среднем, на 2/3 заполнена воздухом, который благодаря своей упругости сглаживает неравномерность подачи. На рис. 2.62 приведена схема плунжерного насоса с всасывающим *1* и напорным *2* воздушными колпаками.

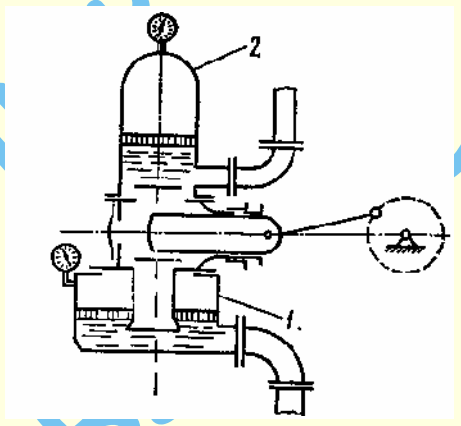


Рис.2.62. Схема насоса с воздушными колпаками

Объем воздушного колпака $V_r = 1{,}5\dfrac{\Delta V}{\sigma_p}$,

где ΔV – аккумулирующая емкость воздушного колпака:

$$\Delta V = V_{max} - V_{min};$$

V_{max} и V_{min} – максимальный и минимальный объемы воздуха в колпаке;

σ_p – коэффициент неравномерности давления в колпаке:

$$\sigma_р = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{ср}}\,, \qquad (2.63)$$

где p_{max}, p_{min} и $p_{ср}$ — максимальное, минимальное и среднее давления воздуха в колпаке. По опытным данным, $\sigma_p = 0{,}02 \div 0{,}05$, причем меньшие значения $\sigma_р$ принимаются для длинных трубопроводов, в которых влияние инерционного напора больше.

В табл. 2.22 приведены значения аккумулирующей емкости воздушных колпаков $\Delta\overline{V}$, отнесенные к рабочему объему $V_0 = Sl$, для насосов одностороннего действия, а также для дифференциального насоса.

Таблица 2.22

Аккумулирующая емкость воздушных колпаков насосов

Тип насоса	$\Delta\overline{V}$
Однопоршневой	0,550
Двухпоршневой	0,210
Трехпоршневой	0,009
Четырехпоршневой	0,042
Дифференциальный:	
всасывающий колпак	0,550
напорный колпак	0,210

Справочник по гидравлике

Характер работы поршневого насоса можно определить по виду индикаторной диаграммы, представляющей собой график изменения давления в рабочей камере насоса по ходу поршня. Снимаются индикаторные диаграммы с помощью самопишущего прибора – индикатора давления или осциллографа, присоединенного к рабочей камере насоса.

На рис. 2.63 в виде сплошной замкнутой кривой *abcd* показана нормальная индикаторная диаграмма поршневого или плунжерного насоса, снабженного всасывающим и напорным воздушными колпаками. Прямоугольник, показанный штриховыми линиями, представляет собой идеальную диаграмму; *AA* – линия атмосферного давления; 00 – линия нулевого давления. Характерные точки показывают: *a* – открытие всасывающего клапана; *b* – начало хода нагнетания; *c* – открытие напорного клапана; *d* – начало всасывания.

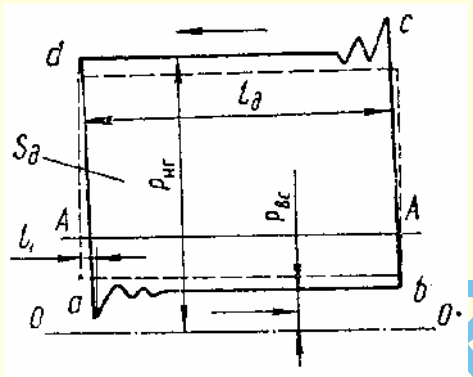


Рис. 2.63. Индикаторная диаграмма насоса

С помощью снятой индикаторной диаграммы можно определить среднее индикаторное давление $p_и = \frac{S_д}{l_д}$, где $S_д$ – площадь индикаторной диаграммы, определяемая ее планиметрированием; $l_д$ – проекция индикаторной диаграммы на ось абсцисс.

По среднему индикаторному давлению можно рассчитать мощность, развиваемую насосом внутри рабочей камеры, которую обычно называют *индикаторной мощностью* и обозначают $N_и$. Для поршневого насоса одностороннего действия индикаторная мощность

$$N_и = \frac{p_и Shn}{60}. \qquad (2.64)$$

Отношение полезной мощности $N_п$, к индикаторной мощности представляет собой *индикаторный КПД насоса:* $\eta_и = \frac{N_п}{N_и} = \eta_о\eta_г$, где $\eta_о$ – объемный КПД, изменяющийся в пределах 0,89 ÷ 0,98; $\eta_г$ - гидравлический КПД, учитывающий потери давления в самом насосе и в клапанах: $\eta_г = \frac{p}{p_и}$; значения $\eta_г$ находятся в пределах 0,80 ÷ 0,90.

Отношение индикаторной мощности $N_и$ к мощности N – это *механический КПД:* $\eta_м = \frac{N_и}{N}$; значения $\eta_м$ находятся в пределах 0,94 ÷ 0,96.

КПД поршневых насосов зависит от размеров насоса и его конструкции, рода подаваемой жидкости и, главным образом, от развиваемого им давления. При давлении до 10 МПа η =0,90 ÷ 0,92; при давлении 30 ÷ 40 МПа η = 0,8 ÷ 0,85; при этом снижение КПД с увеличением давления зависит не только от конструкции насоса, но и от модуля упругости подаваемой жидкости, который снижается благодаря пузырькам газов.

Марка насоса включает: буквы, обозначающие тип насоса и дробь, числитель которой указывает значение подачи (в регулируемых насосах – максимальной, в м^3/ч), знаменатель – давление нагнетания, в МПа (кгс/см^2). В отдельных случаях вместо дроби в марку насоса включается номер модели.

Приводим расшифровку некоторых марок поршневых насосов: Т – трехцилиндровый; Тр – трехцилиндровый регулируемый; ТГ – трехцилиндровый горизонтальный; ХТ – химический трехцилиндровый; ХТр – то же с регулируемой подачей; ХПр – химический поршневой регулируемый; ПДГ – паровой двухцилиндровый горизонтальный; ПДВ – то же, вертикальный; ЭНП – электроприводной насос поршневой; РКС – регулируемый кислотный для соляной кислоты; НД – насос дозировочный.

В табл. 2.23 приведены основные технические данные некоторых типов поршневых приводных насосов, выпускаемых отечественной промышленностью, в табл. 2.24 – поршневых паровых прямодействующих насосов.

В табл. 2.24 под рабочим давлением пара подразумевается разность между давлением свежего пара p на входе в паровой цилиндр и противодавлением отработавшего пара p_2 на выходе из цилиндра. Приведенные в таблице насосы общетехнического назначения выпускаются в двух исполнениях – общепромышленном О и судовом С, а нефтяные насосы – в четырех исполнениях: Н – для нефтепродуктов с температурой не выше 220 °С; НГ – для нефтепродуктов с температурой не выше 400 °С; Г – для сжиженных нефтяных газов плотностью 480 – 700 кг/м^3 с температурой от –30 до +40 °С; Х – для бензольных продуктов, каменноугольных смол, нефтепродуктов с температурой до 120 °С. Подаваемые жидкости не должны содержать механических примесей более 0,2% по массе и размером более 0,2 мм.

В результате стендовых испытаний поршневых насосов получают их характеристики, которые можно найти в соответствующей литературе по насосам [см. 89]. На рис.2.64 в качестве примера приведена характеристика приводного поршневого насоса Т-10/140, на которой показаны *Q, N,* η и $\eta_о$ как функция от давления на выходе p при постоянном числе двойных ходов (n=260 об/мин) и постоянном давлении на входе (0,2 МПа). На рис. 2.65 приведена кавитационная характеристика насоса Т-30/15, на которой показаны кривые Q и $\eta_о$ как функции высоты всасывания при n = 128 об/мин.

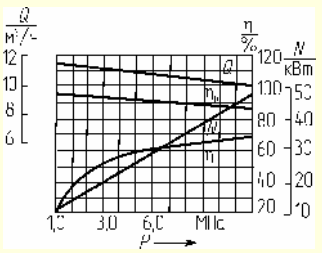


Рис. 2.64. Характеристика поршневого насоса Т-10/140

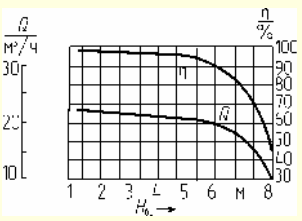


Рис.2.65. Кавитационная характеристика насоса Т-30/15

Спрзочник по гидравлике

Таблица 2.23

Основные параметры поршневых приводных насосов

Марка насоса	Подача, л/с	Давление на выходе, МПа	Число двойных ходов в минуту	Мощность электродвигателя, кВт	Перекачиваемая жидкость
Насосы с нерегулируемой подачей					
Т-3/100М	0,83	12	460	19	Вода до 100 °С
Т-1/200	0,22	20	290	7	Вода до 35 °С
Т-30/15	5,56; 6,94;	1,5	128,160,	20	Каменноугольная
	8,43		200		смола
Т-10/140	2,78	14	260	75	Конденсат до 105 °С
ТГ-8/20	1,40; 2,08	2,0	220, 330	8,5	Каменноугольная смола
ХТ-4/25	1,11	2,5	200	7	Легкокипящие жидкости
ХТ-4/20М	1,11	2,0	200	2,8	Сжиженные углеводороды
ХТ-1,6/63	0,44	6,3	200	4,5	Очищенный метиловый спирт
ХТ-8/52А	2,22	5,2	205	20	Сырая смесь азотной кислоты
ЭНП-4	7,78/6,94	0,3	111	5	Пресная и морская вода
ЭНП-4/1	6,94/6,66	0,3	101	6	(данные в числителе);
ЭНП-4/1М	2,78/2,61	0,3	41	6	темные нефтепродукты (данные в знаменателе)
Насосы с регулируемой подачей					
ХТР, 11 типоразмеров	0,21 ÷ 8,33	2 ÷ 33	182 ÷ 300	4,5 ÷ 75	Агрессивные жидкости
ПР-5/6	0 ÷ 1,39	0,6	200	2,8	Известковое молоко, раствор глинозема
ХПр-5/20	0 ÷ 1,39	2,0	200	4,5	Водная пульпа сульфидного никелевого концентрата
РКК-1,5/25	0 ÷ 0,42	2,5	100	2,8	Кротоновый альдегид со следами кротоновой кислоты
РКС-1,5/25	0 ÷ 0,42	2,5	100	2,8	Серная кислота с содержанием бутиленов
РКХ-1,5/25	0 ÷ 0,42	2,5	100	2,8	Бензол, суспензия хлористого алюминия, соляная кислота
Р-25/25	2,78 ÷ 6,94	2,5	150	32	Вода, нефтепродукты, химические реагенты
Дозировочные насосы					
НД,17 типоразмеров	0,0028 – 0,69	1,0 ÷ 40	100	0,27 ÷ 3,0	Агрессивные и нейтральные жидкости, эмульсии и суспензии

Справочник по гидравлике

Таблица 2.24

Основные параметры сдвоенных поршневых паровых прямодействующих насосов

Марка насоса	Исполнение	Подача, $м^3/ч$	Давление на выходе, МПа	Рабочее давление пара, МПа	Число двойных ходов в минуту	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м	Расход пара, кг/ч
Насосы общетехнического назначения							
ПДГ 2,5/20	О; С	2,5	2,0	1,1	120	6	180
ПДГ 6/4	О; С	6	0,4	1,1	115	6	130
ПДГ 6/20	О; С	6	2,0	1,1	100	6	280
ПДВ 10/50	О; С	10	5,0	3,4	80	6	700
ПДВ 16/20	О; С	16	2,0	1,1	70	6	500
ПДВ 25/4	О; С	25	0,4	1,1	65	6	230
ПДВ 25/20	О; С	25	2,0	1,1	60	6	830
ПДВ 25/50	О; С	25	5,0	3,4	60	6	1200
ПДВ 60/8	О; С	60	0,8	1,1	50	6	800
ПДГ 60/20	О	60	2,0	1,0	50	5	2000
ПДВ 125/8	С	125	0,8	1,1	55	5	1600
ПДВ 160/16	С	160	1,6	1,3	50	5	4250
ПДВ 250/8	С	250	0,8	1,1	38	5	4200
Насосы нефтяные							
ПДГ 10/40	М; НГ; Г	10	4,0	1,0	80	5	800
ПДГ 16/8	Х	16	0,8	1,1	70	5	260
ПДГ 25/16	Х	25	1,6	1,1	60	5	480
ПДГ 25/45	Н; НГ; Г	25	4,5	1,0	60	5	1750
ПДГ 40/32	Н; НГ	40	3,2	1,0	50	5	1850
ПДГ 60/8	Х	60	0,8	1,1	50	5	750
ПДГ 60/25	Н; НГ	60	2,5	1,0	50	5	2000
ПДГ 125/32	Н; НГ	125	3,2	1,0	45	4,5	6200

Примечание: Значения основных параметров указаны для номинального режима работы при перекачивании воды или водных растворов ингибиторов коррозии с температурой до 20 °С, давлении отработавшего пара 0,05 ÷ 0,2 МПа и работе на сухом насыщенном паре со смазкой паровой части.

Характеристика поршневого парового прямодействующего насоса типа ПДГ 25/40 приведена на рис. 2.66. Здесь даны кривые Q и η_o как функции n. Кривые связи $Q - H_{вак}$, построенные по результатам испытаний насоса ЭНП-4 на холодной воде при различных n, показаны на рис. 2.67.

Приведенные графические характеристики с достаточной полнотой определяют работу упомянутых насосов при различных режимах.

Более подробно о поршневых насосах сообщается в [6, 71].

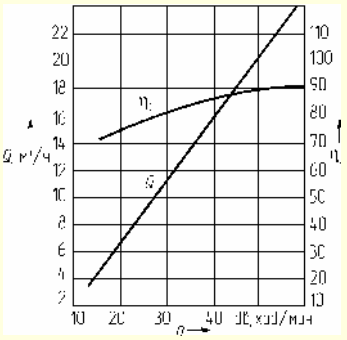


Рис. 2.66. Характеристика насоса ПДГ 25/40

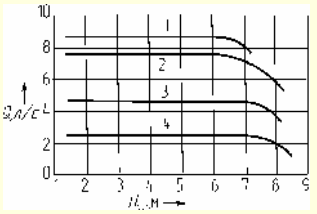


Рис. 2.67. Характеристики насоса ЭНП-4 при различных n об/мин: 1-120; 2-105; 3-70; 4-40.

2.17.2. Кулачковые поршневые (плунжерные) насосы

Кулачковый насос – вальный насос с кулачковым механизмом передачи движения к рабочим органам. В кулачковом насосе (рис. 2.68*а)* поршень (плунжер) *3* пру-

Справочник по гидравлике

жиной или иными средствами прижимается к кулачку (эксцентрику) *4*. Ось вращения кулачка (точка О) смещена относительно его геометрической оси (точка O_1) на величину эксцентриситета *e*. При вращении кулачка поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение на величину пути *l=2e,* при этом через всасывающий клапан *1* происходит всасывание жидкости, а через напорный клапан *2* — нагнетание.

Подача этих насосов такая же, как и обычных поршневых насосов одностороннего действия с шатунно-кривошипным механизмом. Для выравнивания подачи применяются насосы многопоршневые с числом цилиндров $z = 3 \div 11$ в одном ряду и со смещением фаз их рабочих циклов на угол $\varphi = \frac{360}{z}$.

Схема трехцилиндрового насоса приведена на рис. 2.68*б*. Кулачки *а* расположены в ряд на приводном валу; поршни *b* прижимаются к кулачкам с помощью пружин (последние на схеме не показаны).

Для достижения большей компактности насоса цилиндры часто располагают радиально с пересечением их осей в общем центре О (рис. 2.68*в*). Поршни *1* в этих насосах также приводятся в движение кулачком *4*. Прижим поршней к кулачку осуществляется пружинами *2*. Центр *О* вращения кулачка и в данной схеме смещен относительно его геометрической оси на величину эксцентриситета *e*.

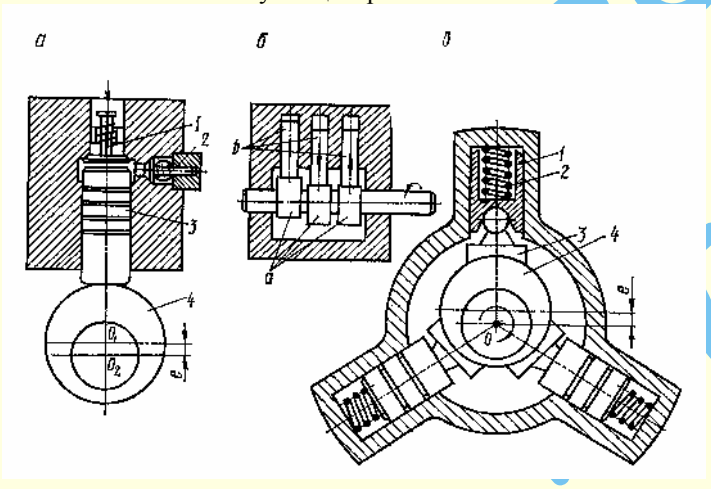


Рис. 2.68. Кулачковый насос

Уменьшение контактного давления между поршнями и кулачком осуществляется с помощью «башмаков» *3*. Насосы изготовляют в одно- и многорядном исполнении. Распределение жидкости производится с помощью клапанов, которые на схеме не показаны. Подача насоса *Q* определяется по формуле

$$Q = \eta_o \frac{2Sezn}{60}, \qquad (2.65)$$

где η_o – объемный КПД насоса, равный 0,75 – 0,95; *S* – рабочая площадь цилиндра; *e* – величина эксцентриситета; *z* – число рабочих камер; *n* – частота вращения вала насоса, об/мин.

Кулачковые поршневые насосы способны создавать высокие давления. Они получили значительное распространение в строительных и дорожных машинах. Некоторые типы насосов используются для нагнетания жидкости в гидравлические прессы, а также в качестве топливных насосов дизелей.

Основные технические данные некоторых типов кулачковых поршневых насосов приведены в таблице.

Основные параметры кулачковых поршневых насосов

Марка насоса	Подача, л/мин	Рабочее давление, МПа (кгс/см^2)	Частота вращения, об/мин	Мощность электродвигателей, кВт
Н-400	5	20(200)	1500	2,8
Н-401	18	30(300)	1500	11,5
Н-403	35	30(300)	1500	23,5
ПО-83	3	50(500)	2200	3,8

Более подробно с кулачковыми насосами можно ознакомиться в [6].

2.17.3. Диафрагменные насосы

Диафрагменный насос представляет собой возвратно-поступательный насос, у которого рабочие органы выполнены в виде упругих диафрагм.

На рис. 2.69 представлена схема диафрагменного насоса. Диафрагма *1*, выполненная из эластичного материала (резина, ткань, пропитанная лаком), герметизирует рабочую камеру *2,* к которой примыкают всасывающий *4* и напорный *6* патрубки насоса, сообщающиеся с рабочей камерой всасывающим *3* и напорным *5* клапанами. Диафрагма соединена со штоком *7*, совершающим возвратно-поступательное движение.

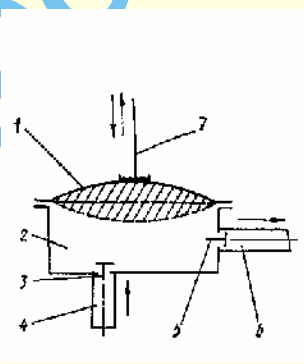


Рис. 2.69. Диафрагменный насос с совмещенной клапанной коробкой

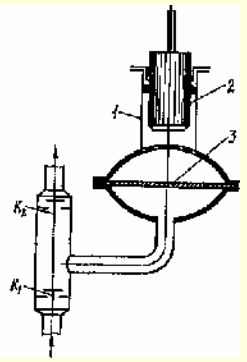


Рис. 2.70. Диафрагменный насос с вынесенной клапанной коробкой

В диафрагменном насосе, приведенном на рис 2.70, клапанная коробка вынесена отдельно, а прогиб диафрагмы *3* осуществляется благодаря возвратно-поступательному движению плунжера *2* в цилиндре насоса *1*, заполненном специальной жидкостью.

Диафрагменные насосы часто применяются для подачи жидкостей, сильно загрязненных различными примесями (песком, илом, абразивными материалами), а также химически активных жидкостей. При этом устанавливаются не тарельчатые, а шаровые клапаны. Диафрагменные насосы широко используются в качестве бензонасосов на автомобильных двигателях.

Ниже приведены краткие сведения о некоторых типах диафрагменных насосов, выпускаемых отечественной промышленностью.

Насос ДСВ-13 – диафрагменный, сдвоенный, всасывающий, регулируемый, предназначен для подачи 2,4 ÷ 13,2 м^3/ч сгущенного грязевого осадка. Насос на давление нагнетания не рассчитан, работает только на слив.

Насосы типа ДВС (2ДВСХ1; 2ДВСХ2; 4ДВСХ1; 4ДВСХ2) – диафрагменные всасывающие, сдвоенные, нерегулируемые, предназначены для подачи химически нейтральных гидросмесей до 60 °С. Подача – 4,8; 10 и 20 м^3/ч соответственно при 50 об/мин. Насосы работают только на слив (напор равен нулю).

Насос ПМ-0,8/16 – плунжерный мембранный, служит для подачи воды. Подача – 0,8 м^3/ч, давление нагнетания – 1,6 МПа.

Насос 2ПМ-8/15 – двухплунжерный мембранный, вертикальный, предназначен для перекачки глинистой суспензии до 50 °С влажностью более 32%, подача - 8 м^3/ч при максимальном давлении нагнетания 1,5 МПа.

Насос ДМР-10/4 – двухпоршневой мембранный, регулируемый, предназначен для подачи жидкого хлорида с температурой от – 5 до + 60 °С. Подача составляет 8 ÷ 16 м^3/ч при давлении нагнетания 0,4 МПа.

Насос ВМ-140/140 – вертикальный мембранный, диаметр плунжера – 140 мм, ход плунжера – 140 мм. Подача – 8150 м^3/ч, высота нагнетания – 25 м.

Здесь в насосах типов ПМ, ДМР, ВМ вместо термина *диафрагма* применяется термин *мембрана.*

2.17.4. Крыльчатые насосы

Крыльчатый насос – объемный насос с возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса. Наиболее распространенным является ручной крыльчатый насос двустороннего действия, известный под названием насоса Альвейлера (рис. 2.71).

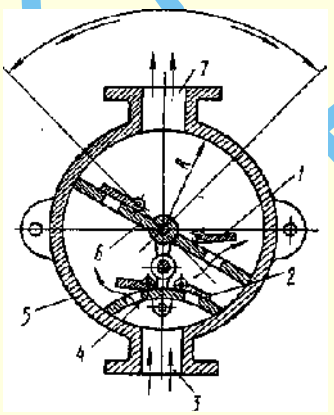


Рис. 2.71. Крыльчатый насос

В полом цилиндре *5* со всасывающим *3* и напорным *7* патрубками вмонтирована неподвижная диафрагма *4* с двумя всасывающими клапанами *2.* На валу, приводимом в движение рукояткой, насажена крыльчатка *6,* снабженная двумя напорными клапанами *1*. При движении рукоятки слева направо жидкость всасывается в левую полость и нагнетается из правой полости. При движении рукоятки справа налево правая полость становится всасывающей, левая – нагнетающей.

Подача ручных крыльчатых насосов составляет 35 ÷ 220 л/мин. Развиваемое ими давление порядка 0,2 ÷ 0,4 МПа. Эти насосы применяются для подачи чистых жидкостей на предприятиях химической и пищевой промышленности, для подкачивания воды, масла, жидкого топлива в котельных и силовых установках, для откачки воды из небольших котлованов, на складах горючесмазочных материалов.

Для подачи густых жидкостей шарнирные откидные клапаны у крыльчатых насосов заменяются шаровыми металлическими или резиновыми.

2.17.5. Роторные насосы

Роторный насос – это объемный насос с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса.

Рабочая камера роторного насоса ограничивается поверхностями составных элементов насоса: статора, ротора и вытеснителя (одного или нескольких). По характеру движения рабочих органов (вытеснителей) роторные насосы бывают роторно-вращательные и роторно-поступательные.

Роторно-вращательный насос – роторный насос с вращательным движением рабочих органов. К ним относятся зубчатые (шестеренные, коловратные) и винтовые насосы. В зубчатых насосах рабочие камеры с жидкостью перемещаются в плоскости, перпендикулярной к оси вращения ротора, в винтовых насосах – вдоль оси вращения ротора.

Роторно-поступательный насос – роторный насос с вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов. В роторно-поступательных насосах вытеснители одновременно совершают вращательное и возвратно-поступательное движения. К ним относятся шиберные (пластинчатые, фигурно-шиберные) и роторно-поршневые насосы (радиальные, аксиальные). В роторно-поршневых насосах вытеснители обычно выполнены в виде поршней или плунжеров, которые располагаются радиально или аксиально по отношению к оси вращения ротора. Все роторно-поступательные насосы могут выполняться в виде как регулируемых машин, т. е. с изменяемым рабочим объемом, так и нерегулируемых. Все роторно-вращательные насосы являются нерегулируемыми.

Вследствие того, что в роторных насосах происходит перемещение рабочих камер с жидкостью из полости всасывания в полость нагнетания, эти насосы отличаются от насосов поршневых (и плунжерных) отсутствием всасывающих и напорных клапанов. Эта и другие конструктивные особенности роторных насосов обусловливают их некоторые общие свойства, также отличные от свойств поршневых насосов, а именно: обратимость, т. е. способность работать в качестве гидродвигателей (гидромоторов) при подводе к ним жидкости под давлением; более высокая быстроходность (до 3000 – 5000 об/мин) и большая равномерность подачи, чем у однопоршневых насосов; возможность работы лишь на чистых, неагрессивных жидкостях, обладающих смазывающими свойствами (применение роторных насосов для подачи воды исключается).

Идеальная подача роторного насоса выражается через его рабочий объем V_0 и частоту вращения n (см. 2.58):

$$Q_и = V_0 n$$

Действительная подача Q меньше идеальной вследствие утечек через зазоры, что учитывается объемным КПД η_o:

$$Q = \eta_o V_0 n \qquad (2.66)$$

Справочник по гидравлике

Момент $M_и$ на валу насоса и его рабочий объем при отсутствии потерь энергии связаны формулой

$$M_и = \frac{V_0 p}{2\pi}, \qquad (2.67)$$

где p – давление насоса.

Механические потери энергии в насосе увеличивают момент, т. е.

$$M_и = \frac{V_0 p}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_м}, \qquad (2.68)$$

где $\eta_м$ – механический КПД насоса.

Мощность насоса

$$N = M\omega = \frac{Q p}{\eta_о \eta_м} = \frac{N_п}{\eta}, \qquad (2.69)$$

где ω – угловая скорость ротора;
$N_п$ – полезная мощность насоса;
$\eta = \eta_о \eta_м$ – КПД насоса.

Гидравлические потери в роторных насосах относительно малы, поэтому обычно принимается $\eta_г = 1$.

Неравномерность подачи роторных насосов оценивается коэффициентом неравномерности

$$\sigma_Q = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{ср}}, \qquad (2.70)$$

где Q_{max}, Q_{min} и $Q_{ср}$ – соответственно максимальная, минимальная и средняя подачи насоса. Основные положения теории объемных насосов изложены в работах [6, 15, 27, 90].

2.17.5.1. Шестеренные насосы

Шестеренный насос – зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающий геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент.

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение имеют насосы с шестернями внешнего зацепления. На рис. 2.72 приведена схема такого насоса. Он состоит из двух одинаковых шестерен: ведущей *2* и ведомой *3*, помещенных в плотно охватывающем их корпусе – статоре *1*. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заполняющая впадины между зубьями переносится из полости всасывания в полость нагнетания.

Вследствие разности давлений ($p_2 > p_1$) шестерни подвержены воздействию радиальных сил, которые могут привести к заклиниванию роторов. Для уравновешивания последних в корпусе насосов иногда устраивают разгрузочные каналы *4*. Такие же каналы могут быть выполнены и в самих роторах.

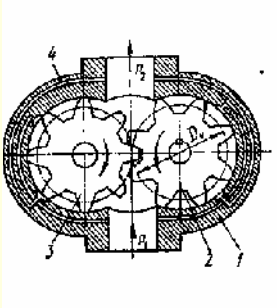


Рис. 2.72. Шестеренный насос

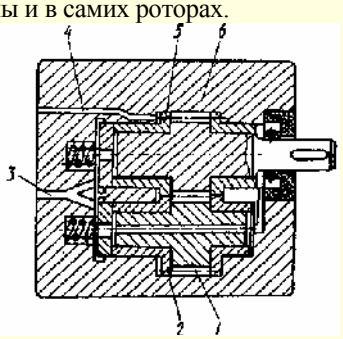


Рис. 2.73. Шестеренный насос с гидростатическим прижимом

В шестеренных насосах высокого давления (свыше 10 МПа) предусматривается гидравлическая компенсация торцевых зазоров, осуществляемая специальными «плавающими втулками», которые давлением жидкости прижимаются к шестерням. На рис. 2.73 приведена схема шестеренного насоса с гидростатическим прижимом. Подвод давления нагнетания по каналу *4* и дренаж через каналы *3* в корпусе *6* позволяют обеспечить компенсацию торцевого зазора между шестернями *1* и боковыми щеками *2* и *5*.

Чаще всего применяются насосы, состоящие из пары прямозубых шестерен с внешним зацеплением и с одинаковым числом зубьев эвольвентного профиля. Для увеличения подачи иногда употребляются насосы с тремя и более шестернями, размещенными вокруг центральной ведущей шестерни.

Для повышения давления жидкости применяются многоступенчатые шестеренные насосы. Подача каждой последующей ступени этих насосов меньше подачи предыдущей ступени. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет перепускной (предохранительный) клапан, отрегулированный на соответствующее максимально допустимое давление.

Кроме прямозубых шестерен, выполняются насосы с косозубыми и шевронными шестернями. Угол наклона зубьев в шевронных шестернях обычно составляет 20 – 25°.

Современные шестеренные насосы могут развивать давления до 10 – 20 МПа.

Для приближенных расчетов минутной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями можно пользоваться формулой

$$Q = \eta_о \pi A(D_г - A)\, b\, n, \qquad (2.71)$$

где $\eta_о$ – объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления и давления насоса и принимаемый равным 0,7 – 0,95;
A - расстояние между центрами шестерен, равное при одинаковых шестернях диаметру начальной окружности D;
$D_г$ - диаметр окружности головок зубьев; b - ширина шестерен;
n - частота вращения ротора, об/мин. Имеем:

$$Q = \pi D(D_г - D_в)\frac{bn}{2}, \qquad (2.72)$$

где $D_в$ – внутренний диаметр шестерни.

Для шестерен с нормальным эвольвентным некорригированным зацеплением $A = D_н = m\,z$, высота головки зуба $h = m$ и $D_г = m\,(z + 2)$, где m – модуль зацепления и z – число зубьев шестерни. Для таких шестерен формула (2.71) принимает вид

$$Q = \eta_о 2\pi m^2 z\, b\, n \qquad (2.73)$$

или

$$Q = \eta_о 2\pi D\, m\, b\, n. \qquad (2.74)$$

При $z < 16$ в шестеренных насосах обычно применяется корригированное эвольвентное зацепление, при котором $h > m$, а $D_н = (z+1)m$. Для этого случая вместо формулы (2.74) имеем

$$Q = \eta_о 2\pi (z + 1)\, m^2\, b\, n, \qquad (2.75)$$

а рабочий объем насоса

$$V_0 = 2\pi (z+1) m^2 b = 2\pi D\, m\, b. \qquad (2.76)$$

Таким образом, рабочий объем шестеренного насоса пропорционален произведению диаметра D и модуля m. Поэтому, для уменьшения габаритов насоса выгоднее при его проектировании выбирать большее значение m и меньшее число z, а следовательно, и D. Однако уменьшение z требует

Справочник по гидравлике

увеличения степени корригирования и увеличивает неравномерность подачи.

Коэффициент неравномерности подачи σ_Q определяется выражением (для шестеренных насосов с цилиндрическим эвольвентным зацеплением)

$$\sigma_Q = \frac{2{,}17}{z+1{,}276}$$

или (2.77)

$$\sigma_Q = \frac{2{,}46\cos^2\alpha}{z},$$

где α – угол зацепления; стандартный угол зацепления $\alpha = 20°$.

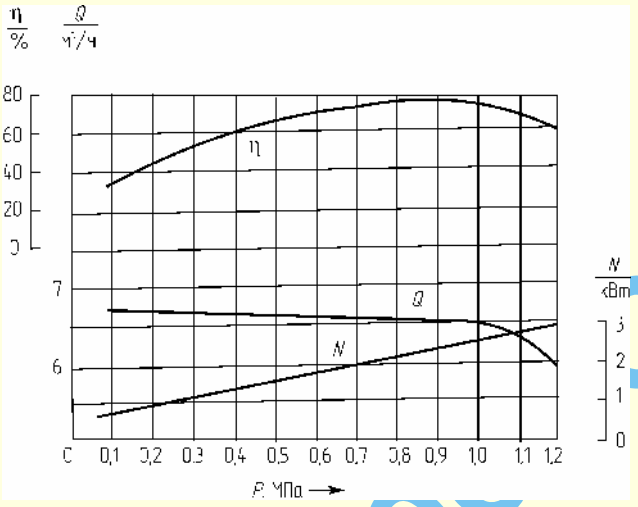


Рис. 2.74. Характеристика шестеренного насоса ШГ8-25А

В табл. 2.25 приведены основные технические данные некоторых типов шестеренных насосов отечественного производства [71].

На рис. 2.74 в качестве примера приведена характеристика шестеренного насоса марки ШГ 8-25А при n = 1430 об/мин. Подробнее о шестеренных насосах см. в работах [6, 90].

2.17.5.2. Винтовые насосы

Винтовой насос – роторно-вращательный насос с перемещением жидкой среды вдоль оси вращения рабочих органов.

В зависимости от числа винтов различают одно-, двух-, трех- и многовинтовые насосы. Одновинтовой насос – винтовой насос, в котором замкнутая камера образована винтом и неподвижной обоймой. Двухвинтовой насос – винтовой насос, в котором замкнутая камера образована двумя винтами, находящимися в зацеплении, и неподвижной обоймой. Трехвинтовой насос – винтовой насос, в котором замкнутая камера образована тремя винтами, находящимися в зацеплении, и неподвижной обоймой.

Наибольшее распространение получили трехвинтовые насосы с циклоидальным зацеплением, обладающие рядом существенных достоинств: высоконапорностью, равномерностью подачи и бесшумностью работы.

На рис. 2.75 приведена схема насоса, имеющего три двухзаходных винта, из которых средний *1* – ведущий и два других *2* – ведомые. При этом направление нарезки на ведущем и ведомых винтах противоположное. В корпусе *5* установлена обойма *4,* залитая баббитом и сообщающаяся своими окнами с всасывающим патрубком *6.* Винты, расположенные внутри обоймы с минимальными зазорами, при зацеплении образуют рабочие камеры, которые при вращении перемещаются вместе с жидкостью вдоль оси к напорному патрубку *3.*

При таком конструктивном выполнении винты разгружены от радиальных сил давления, а возникающие осевые силы воспринимаются упорными подшипниками. Основную нагрузку несет ведущий винт, ведомые винты разгружены от моментов и выполняют лишь роль замыкателей (герметизаторов) рабочих камер.

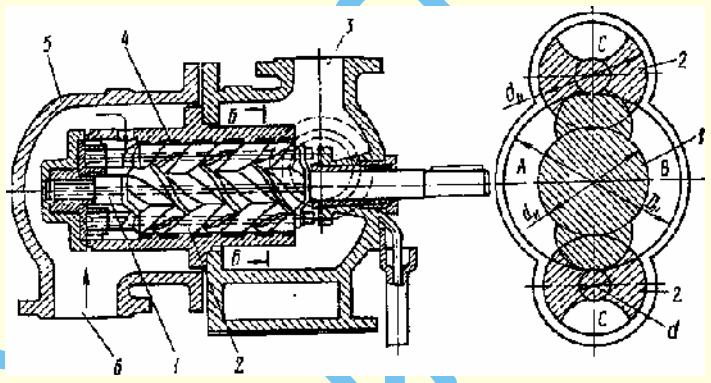


Рис. 2.75. Трехвинтовой насос

Для отделения полости всасывания от полости нагнетания рабочая длина винтов должна быть больше шага нарезки. Соотношения между отдельными размерами винтов принимаются следующими:

$$D_н = \frac{5}{3}d_н;\ D_в = d_н;\ d_в = \frac{1}{3}d_н;\ t = \frac{10}{3}d_н,$$

где $D_н$ и $d_н$ – наружные диаметры соответственно ведущего и ведомого винтов;

$D_в$ и $d_в$ – внутренние диаметры нарезки соответственно ведущего и ведомого винтов;

t – шаг нарезки винтов.

Минутная подача винтовых насосов определяется:

с односторонним подводом жидкости $Q = \eta_o S\ t\ n$;

с двусторонним подводом жидкости, $Q = 2\eta_o S\, t\, n$,

где S – площадь живого сечения насоса, равная разности площади поперечного сечения обоймы и площади поперечного сечения всех винтов. Для трехвинтовых насосов с циклоидальным зацеплением $S = 1{,}243\, d_н^2$.

Таким образом, при $t = \frac{10}{3}d_н$, минутная подача трехвинтового насоса определяется:

с односторонним подводом жидкости $Q = 4{,}146\ \eta_o\, d_н^3\, n$;

с двусторонним подводом жидкости $Q = 8{,}292\ \eta_o\, d_н^3\, n$,

где η_o – объемный КПД, принимаемый равным $\eta_o = 0{,}7 \div 0{,}8$ для насосов высокого давления и $\eta_o = 0{,}9 \div 0{,}95$ для насосов низкого давления.

Трехвинтовые насосы способны развивать давления до p=10 – 20 МПа. Причем чем выше развиваемое давление, тем для обеспечения нужной герметичности длиннее должны быть винты. Минимальная длина винтов $L = 1{,}25t$. В зависимости от давления длина винта трехвинтового насоса принимается в следующих пределах: при $p = (1{,}5 \div 2{,}0)$ МПа, $L = (1{,}5 \div 2)\ t$; при $p = (5 \div 7{,}5)$ МПа, $L = (3 \div 4)\ t$; при $p = (15 \div 20)$ МПа, $L = (6 \div 8)\ t$.

Справочник гидравлиста

Таблица 2.25

Основные параметры шестеренных насосов

Марка насоса	Рабочий объем, см^3	Подача, л/мин	Давление нагнетания, МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт	КПД	
						объемный	полный
НШ6Т1	6,3	11,3	2,5	2000	0,67	0,9	–
НШ6Е-3	6,3	10	16	1920	3,97	0,85	–
НШ10Е	10	13,8	10	1500	2,94	0,92	–
НШ10Е-2	10	17,7	10	1500	5,52	0,92	–
НШ32-У	31,7	47,3	10	1500	10,9	0,92	–
НШ32У-2	32	56	14	1920	16,0	0,92	–
НШ32-2	32	55,6	14	1920	15,4	0,92	–
НШ46-У	45,7	63,1	10	1500	–	0,92	–
НШ50У-2	49,1	86,7	14	1920	25,7	0,92	–
НШ50-2	50	86,9	14	1920	23,8	0,92	–
НШ67	69	96,2	14	1500	26,5	0,92	–
НШ100-2	98,8	139	14	1500	37,5	0,94	–
НШ250А-2	245	345	14	1500	92,7	0,94	–
НШ10-10-2	10/10	17,7 / 17,7	14	1920	11,0	9,92	–
НШ32-10-2	32/10	55,6 / 17,7	14	1920	20,2	0,92	–
НШ32-32-2	32/32	55,6 / 55,6	14	1920	30,7	0,92	–
НМШ 25	25	31,9	16	1500	1,25	0,85	–
НМШ 25Р	25	25,5	0,25	1200	1,20	0,85	–
НМШ 50	25	31,9	1,6	1500	2,50	0,85	–
НМШ80-1	80	163	1,0	2400	4,71	0,85	–
НМШ125	63	163	1,6	1500	5,00	0,85	–
Ш2-25	–	23,3	1,6	1450	1,3	–	–
Ш32-25	–	38,3	0,6	1450	1,0	–	–
Ш5-25	–	60,0	0,4	1450	1,1	–	–
Ш8-25	–	96,7	0,25	1450	1,1	–	–
Ш40-6	–	300	0,4	980	5,5	–	–
Ш80-6	–	600	0,2; 0,3	980	7; 7,5	–	–
ШГ2-25	–	23,3	0,6	1450	0,75	–	–
ШГ8-25	–	96,7	1,0	1450	2,7	–	–
ШГ20-25	–	233	1,0	1450	7,2	–	–
ШФ2-25	–	23,3	1,4	1430	1,2	–	–
ШФ5-25	–	60	0,4	1430	1,1	–	–
ШФ8-25	–	96,7	0,3; 0,6	1430	1,2; 2,0	–	–
ШФ20-25	–	275	0,6	1430	6,0	–	–
БГ11-22А	11,2	12,3	2,5	1450	1,0	0,76	0,54
Г11-22	–	–	–	–	–	–	–
БГ11-22	16,0	18	2,5	1450	1,3	0,78	0,56
Г11-23А;	–	–	–	–	–	–	–
БГ11-23А	22,4	26	2,5	1450	1,6	0,8	0,64
Г11-23; БГ11-23	32	38	2,5	1450	2,3	0,82	0,68
Г11-24А	–	–	–	–	–	–	–
БГ11-24А	40	50	2,5	1450	3,0	0,88	0,72
Г11-24; БГ1 1-24	56	72	2,5	1450	4,1	0,89	0,74
Г11-25А	–	–	–	–	–	–	–
БГ11-25А	80	104	2,5	1450	5,8	0,91	0,76
Г11-25; БГ11-25	100	133	2,5	1450	7,2	0,92	0,77

Примечания: 1. Приведенные параметры являются номинальными.

2. Насосы НШ и НМШ предназначены для нагнетания рабочей жидкости в гидравлические системы тракторов, подъемных, землеройных, дорожно-строительных, транспортных и других сельскохозяйственных машин. В их числе насосы НШ-10-2, НШ32-10-2 и НШ32-32-2 двухсекционные; насосы НМШ50 и НМШ 125 – двухкамерные.

3. Насосы Ш предназначены для подачи масла, нефти, мазута, дизельного топлива; насосы ШГ – для подачи парафина, нефти, мазута с температурой менее 100 °С и кинематитическим коэффициентом вязкости ν до $6 \cdot 10^{-4}$ м^2/с; насосы ШФ предназначены для подачи масла, нефти, дизельного топлива с температурой до 90 °С.

4. Насосы Г11-2 и БГ11-2 используются в системе станочных гидроприводов.

Справочник по гидравлике

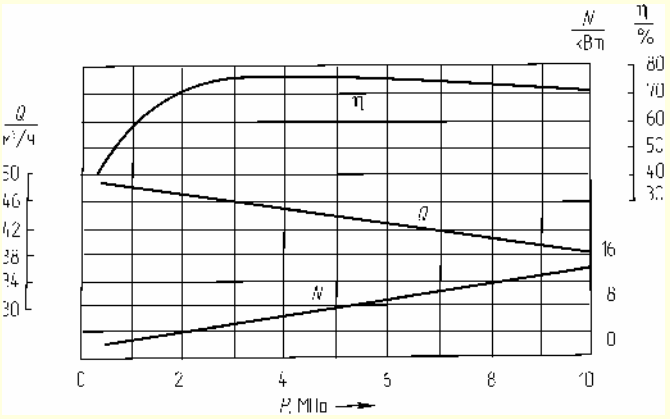


Рис. 2.76. Характеристика винтового насоса 3В 2,5/100

В табл. 2.26. приведены основные технические данные некоторых трехвинтовых насосов отечественного производства [71].

Характеристики винтовых насосов мало отличаются от характеристик шестеренных насосов. В качестве примера на рис. 2.76 приведена характеристика винтового насоса марки 3В 2,5/100 при n = 2900 об/мин. Подробнее о винтовых насосах см. в работе [6, 15, 90].

Таблица 2.26

Основные показатели некоторых типов трехвинтовых насосов

Марка насоса	Подача (не менее), л/мин	Давление нагнетания, МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса (не более), кВт
3В 0,25/25	3,33; 6,67	1,0; 2,5	3000; 2820	0,5; 1,0
3В 0,6/63	8,33; 16,7	3,0; 3,75	2850	1,0; 1,7
3В 1/100	25	10	2900	8,0
3В 1,6/40	38,3; 50,0	2,3; 3,0	2900	2,5; 6,0
3В 2,5/100	50	10	2900	16
3В 4/25	110	2,5	2900	6,8
3В 4/160	66,6	16	2900	34
3В 8/63	167; 208	3,5; 6,3	2900	16;29
3В 16/25	367	0,6; 2,5	2900	11;21
3В 16/63	373	5	2900	43
3В 40/25	583; 533	0,45; 2,5	1450	7,0; 32
3В 63/25	750	0,6; 2,5	1450	12,5; 45
3В 125/16	1500	0,6; 2,5	1450	22,5; 80

Примечания: 1. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания для всех приведенных типоразмеров 5 ÷ 6 м, для насоса 3В 1/100 – 4 м.

2. Приведенные насосы предназначены для подачи чистых минеральных масел, нефтепродуктов и других хорошо смазывающих и неагрессивных жидкостей.

2.17.5.3. Пластинчатые насосы

Шиберный насос – роторно-поступательный насос с рабочими органами в виде шиберов (пластин). Пластинчатый насос – шиберный насос, в число рабочих органов которого входят шиберы, выполненные в виде пластин.

Пластинчатые насосы бывают однократного, двукратного и многократного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Насосы двукратного и многократного действия нерегулируемые.

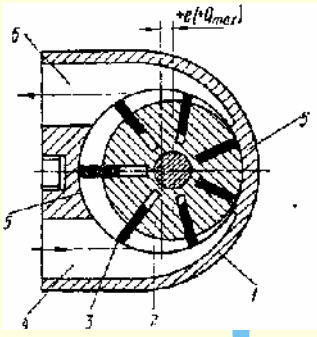


Рис. 2.77. Пластинчатый насос однократного действия

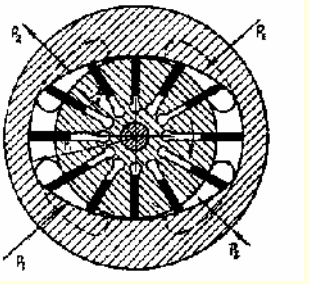


Рис. 2.78. Пластинчатый насос двукратного действия

На рис. 2.77 приведена простейшая схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса – статоре *1*, внутренняя поверхность которого является цилиндрической, эксцентрически расположен ротор *2*, представляющий собой цилиндр с прорезями (пазами), выполненными либо радиально, либо под небольшим углом α к радиусу. В прорезях находятся прямоугольные пластины – вытеснители *3*, которые при вращении ротора совершают относительно него возвратно-поступательное движение. Под действием центробежных сил или специальных устройств пластины своими внешними торцами прижимаются к внутренней поверхности статора и скользят по ней. При вращении ротора в направлении часовой стрелки жидкость через окно, расположенное на периферии статора, поступает в насос из всасывающего патрубка *4* и через противоположное окно подается в нагнетательный патрубок *6* (окна на рисунке не показаны). Рабочие камеры в насосе ограничиваются двумя соседними пластинами и поверхностями статора и ротора. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется плавающим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору. Для отделения всасывающей полости от нагнетательной в статоре имеются уплотнительные перемычки *5*, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.

Регулирование рабочего объема и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета, для чего необходим специальный механизм, смещающий центральную часть статора относительно ротора (на рис. 2.77 насос установлен на максимальный эксцентриситет *e,* что соответствует максимальной подаче Q_{max}).

В пластинчатом насосе двукратного действия подача жидкости из каждой рабочей камеры за один оборот ротора производится дважды. Внутренняя поверхность статора в таком насосе имеет специальный профиль, сходный с эллиптическим, с двумя входными и двумя выходными окнами, расположенными диаметрально противоположно (рис. 2.78*)*.

Возможность регулирования рабочего объема в насосе двукратного действия исключается. Число пластин z для наиболее равномерной подачи рекомендуется выбирать кратным четырем; чаще всего z = 12.

Справочник гидравлике

Таблица 2.27

Основные параметры пластинчатых нерегулируемых насосов с постоянным рабочим объемом типа Г12-2М, Г12-3М, БГ12-2М, БГ12-4

Марка насоса	Рабочий объем, см^3	Подача не менее, л/мин	Номинальная мощность, кВт	Коэффициент подачи, %	КПД, %
Г12-31АМ; Г12-31М	8,0;12,5	5; 8	1,1; 1,6	73; 78	55; 60
Г12-32АМ; Г12-32М	16; 25	12; 18	1,9; 2,8	81; 85	70; 76
Г12-33АМ; Г12-33М	32; 40	25; 35	3,6; 4,35	89; 92	80; 84
Г12-24АМ; Г12-24М	63; 80	50; 70	7,0; 9,0	89; 90	80; 82
Г12-25АМ; Г12-25М	125; 160	100; 140	13,5; 18	92; 93	85; 82
Г12-26АМ	224	200	24,5	95	87
5Г12-31АМ; 5Г12-31М	8/8; 8/12,5	5/5; 5/8	2,4; 2,7	73/73; 73/78	55/55; 55/60
5Г12-32АМ; 5Г12-32М	8/16; 8/25	5/12; 5/18	3,0; 3,9	73/81; 73/85	55/70; 55/76
5Г12-33АМ; 5Г12-33М	8/32; 8/40	5/25; 5/35	4, 7; 5, 45	73/89; 73/92	55/80; 55/84
5Г12-24АМ; 5Г12-24М	63/8; 80/8	50/5; 70/5	8,1; 10,1	89/73; 90/73	80/55; 82/55
5Г12-25АМ; 5Г12-25М	125/8; 160/8	100/5; 140/5	14,6; 19,1	92/73; 93/73	85/55; 82/55
5Г12-26АМ	224/8	200/5	25,6	95/73	87/55
8Г12-31М	12,5/12,5	8/8	3,2	78/78	60/60
8Г12-32АМ; 8Г12-32М	12,5/16; 125/25	8/12; 8/18	3,5; 4,4	78/81; 78/85	60/70; 60/76
8Г12-33АМ; 8Г12-33М	12,5/32; 12,5/40	8/25; 8/35	5,2; 5 / 95	78/89; 78/92	60/80; 60/84
8Г12-24АМ; 8Г12-24М	63/12,5; 80/12,5	50/8; 70/8	8,6; 10,6	89/78; 90/78	80/60; 82/60
8Г12-25АМ; 8Г12-25М	125/12,5; 160/12,5	100/8; 140/8	15,1; 19,6	92/78; 93/78	85/60; 82/60
8Г12-26АМ	224/12,5	200/8	26,1	95/78	87/60
БГ12-21АМ1; БГ12-21М1	5,0; 8,0	5,4; 9,0	2,0; 3,06	72; 75	55; 60
БГ12-22АМ1; БГ12-22М1	12,5; 16,0	14,6; 19,4	4,60; 5,65	78; 81	65; 70
БГ12-23АМ1; БГ12-23М1	20,0; 25,0	25,5; 33,0	6,94; 8,45	85; 88	75; 80
БГ12-24АМ1; БГ12-24М1	45,0; 56,0	54; 72	15,1; 19,6	80; 86	73; 75
БГ12-25АМ1	80,0	105,6	26,0	88	83
50БГ12-24АМ1; 50БГ12-24М1	45/45; 45/56	56/56; 56/73,9	30,2; 34,7	83/83; 83/88	76/76; 76/77
50БГ12-25АМ1	45/80	56,0/109	41,0	83/90	76/85
70БГ12-24М1	56/56	73,9/73,9	39,2	88/88	77/77
70БГ12-25АМ1	56/80	73,9/108	45,6	88/90	77/85
100БГ12-25АМ1	80/80	108/108	52,0	90/90	85/85
БГ12-41Б; БГ12-41А	3,2; 5,0	3,3; 6,0	1,34; 1,86	69; 80	40; 53
БГ12-41; БГ12-42	8,8; 12,5	10,4; 16,7	2,58; 3,84	87; 89	65; 71
3БГ12-41Б; 3БГ12-41А	3,2/3,2; 3,2/5,0	3,3/3,3; 3,3/6,0	2,7; 3,2	69/69; 69/80	40/40; 40/53
3БГ12-41; 3БГ12-42	3,2/8,0; 3,2/12,5	3,3/10,4; 3,3/16,7	3,9; 4,0	69/87; 69/89	40/65; 40/71
6Б Г12-41А; 6БГ12-41	5,0/5,0; 5,0/8,0	6,0/6,0; 10,4	3,7; 4,0	80/80; 80/87	53/53; 53/65
6БГ12-42; 10БГ12-41	5,0/12,5; 8,0/8,0	6,0/16,7; 10,4/10,4	4,0; 4,0	80/89; 87/87	53/71; 55/65
10БГ12-42; 11БГ12-42	8,0/12,5; 12,5/12,5	10,4/16,7; 16,7/16,7	4,0; 4,0	87/89; 89/89	65/71; 71/71

Примечания: 1. Здесь приведены насосы как в однопоточном, так и в двухпоточном исполнении.

2. Указанные значения подачи и мощности являются номинальными.

3. Номинальное давление на выходе из нососов Г12-2М и Г12-3М – 6,3 МПа; БГ12-2М – 12,5 МПа; БГ12-4 – 10 МПа.

4. Номинальная частота вращения насосов Г12-2М и Г12-3М – 960 об/мин; БГ12-2М и БГ12-4 – 1500 об/мин.

Подача пластинчатых насосов определяется следующими выражениями:

для насоса однократного действия:

$$Q = \eta_o \left[2\pi(r-e) - \frac{\delta z}{\cos\alpha} \right] b \cdot 2en; \qquad (2.78)$$

для насоса двукратного действия:

$$Q = 2\eta_o \left[\pi(r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2)\delta z}{\cos\alpha} \right] bn, \qquad (2.79)$$

где b – ширина пластин в осевом направлении; δ – толщина одной пластины; α – угол наклона пластин к радиусу в сто-

Справочник по гидравлике

рону вращения ротора (обычно $\alpha = 0 \div 15^{o}$); r – радиус внутренней поверхности статора; e – величина эксцентриситета; r_1 и r_2 – соответственно большая и малая полуоси внутренней поверхности статора, η_o – объемный КПД, принимаемый равным $\eta_o = 0{,}75 \div 0{,}98$.

Выпускаются нерегулируемые пластинчатые насосы (в однопоточном и двухпоточном исполнении) Г12-2М и Г12-3М (74 типоразмера), БГ 12-2М (54 типоразмера) и БГ 12-4 (14 типоразмеров), а также регулируемые насосы Г12-5 (3 типоразмера). Принята следующая система шифровки: Г12 или БГ 12 – насос пластинчатый; цифры 2, 3 и 4 после дефиса – исполнение насосов нерегулируемых (для регулируемых насосов – цифра 5); следующая цифра – рабочий объем (подача), при двухпоточном исполнении – II ступени.

Таблица 2.28

Основные параметры регулируемых пластинчатых насосов типа Г12-5

Параметр	Типоразмер		
	Г12-53АМ	Г12-54АМ	Г12-55АМ
Давление на выходе из насоса, МПа:			
номинальное	6,3	6,3	6,3
максимальное	10,0	10,0	10,0
минимальное	1,0	1,0	1,0
Рабочий объем, $см^3$	20	45	80
Частота вращения, об/мин:			
номинальная	1450	1450	1450
максимальная	1450	1450	1450
минимальная	960	960	960
Номинальная подача, л /мин	24,6	55,5	102,0
Диапазон регулирования подачи, л/мин	8,0 ÷ 24,6	10,0 ÷ 55,5	15,0 ÷ 102
Номинальная мощность, кВт	3,6	8,1	13,2
Мощность при давлении на выходе равном нулю, кВт	0,4	0,8	1,5
Коэффициент подачи, %	85	85	88
КПД, %	70	70	80
Количество циклов изменения подачи в минуту при номинальном давлении	100	70	60

Рабочий объем (подачу) I ступени обозначают цифры перед буквами; буква М указывает, что насос модернизированный.

Все перечисленные выше насосы предназначаются для нагнетания рабочей жидкости (чистого минерального масла) в гидравлические системы металлорежущих станков, литейного и сварочного оборудования, прессов, автоматических линий и других стационарных машин, работающих в закрытых помещениях.

Основные технические данные некоторых типоразмеров нерегулируемых пластинчатых насосов типа Г12-2 и Г12-3 приведены в табл. 2.27, регулируемых насосов типа Г12-5 – в табл. 2.28. О других пластинчатых насосах см. [6, 15].

2.17.5.4. Аксиальные роторно-поршневые насосы

Аксиально-поршневой насос – роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45°.

Аксиальные роторно-поршневые насосы бывают двух разновидностей: насосы с наклонным блоком и насосы с наклонным диском. Насос с наклонным блоком – аксиально-поршневой насос, у которого оси ведущего звена и ротора наклонного блока пересекаются. Насос с наклонным диском – аксиально-поршневой насос, у которого ведущие звено и ротор расположены на одной оси.

Большое распространение, особенно в гидроприводах, получили насосы с наклонным блоком и с двойным несиловым карданом (рис. 2.79).

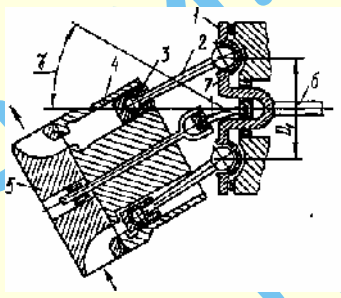


Рис. 2.79. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком

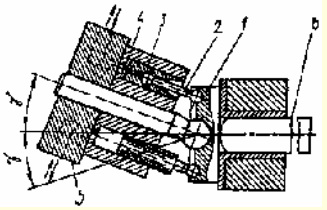


Рис. 2.80. Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком бескарданного типа

Упорный диск *1*, жестко связанный с валом *6*, шарнирно связан со сферическими головками шатунов *2*. Другие сферические головки этих шатунов шарнирно заделаны в поршнях *3*, которые совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров (роторе) *4*. Последний приводится во вращение от вала *6* через двойной кардан *7*. Подводящий и отводящий трубопроводы присоединяются к неподвижному распределителю *5*. При изменении наклона распределителя на угол γ относительно вала *6* изменяется ход каждого поршня, а следовательно, и рабочий объем насоса.

В последнее время широко используются также аксиальные роторно-поршневые насосы с наклонным блоком бескарданного типа, в которых передача крутящего момента на ротор осуществляется шатунами, входящими внутрь поршней (рис. 2.80). Такая схема позволяет упростить конструкцию и уменьшить размеры ротора, а следовательно, и его момент инерции, что улучшает динамику процесса разгона и торможения машины. Кинематика поршня при этом оказывается такой же, как и в приведенной выше схеме с несиловым карданом.

Наиболее перспективными, особенно при работе с небольшими мощностями, являются насосы с наклонным диском. В простейшем насосе такого типа (рис. 2.81) отсутствует как карданная, так и шатунная связь наклонного диска с блоком цилиндров. Плунжеры *2* прижаты к наклонному диску *3* при помощи пружин *1*. При этом плунжеры своими сферическими концами опираются на диск либо непосредственно (рис. 2.81*а*), либо через промежуточный башмак *4* (рис. 2.81*б*); применение последнего снижает контактное давление в месте касания плунжером диска.

Справочник по гидравлике

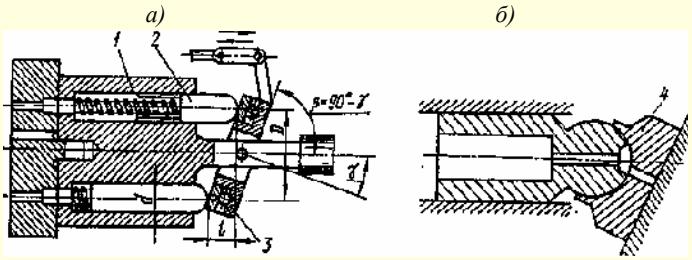


Рис. 2.81. Аксиально-поршневой насос с наклонным диском:

а – плунжеры опираются непосредственно на диск;

б – плунжеры опираются на диск через промежуточный башмак

Модификацией аксиального роторно-поршневого насоса с наклонным диском является насос, схема которого дана на рис. 2.82. В этом насосе поршни шарнирно связаны с наклонным блоком, что исключает возможность отрыва поршней от диска. Для всех аксиальных роторно-поршневых насосов характерно торцевое распределение жидкости, т. е. наличие устройства, обеспечивающего попеременное сообщение рабочих камер с полостями всасывания и нагнетания насоса, а также замыкание рабочих камер в промежуточные моменты. Это устройство представляет собой два дугообразных окна *1*, выполненных в неподвижном упорно-распределительном диске *2*, одно из которых является всасывающим, а другое – напорным (см. рис. 2.82). При вращении ротора рабочие камеры сообщаются с этими окнами через отверстия в роторе либо замыкаются, когда отверстия оказываются в перемычках между окнами.

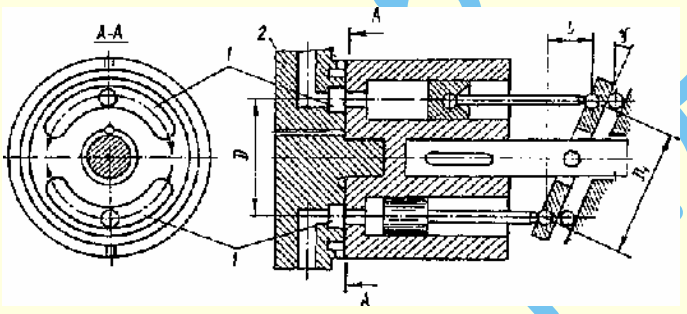


Рис. 2.82. Модифицированный аксиально-поршневой насос с наклонным диском

Изменение рабочего объема в регулируемых аксиальных роторно-поршневых насосах осуществляется изменением угла наклона γ блока цилиндров или диска, которое может выполняться вручную или автоматически в зависимости от давления насоса.

Рабочий объем насоса с наклонным блоком определяется приближенно формулой (см. рис. 2.79)

$$V_0 = V_к z = \frac{\pi d^2}{4} D_1 \sin\gamma z . \qquad (2.80)$$

Рабочий объем насоса с наклонным диском (см. рис. 2.82)

$$V_0 = V_к z = \frac{\pi d^2}{4} D\, tg\gamma\, z , \qquad (2.81)$$

где $V_к$ – полезный объем рабочей камеры;

D – диаметр окружности, на которой в роторе расположены оси поршней;

D_1 – диаметр окружности, на которой в упорном диске расположены центры шарниров шатунов;

γ – угол наклона блока цилиндров или диска к оси вращения ротора (обычно γ = 15 ÷ 20°);

z – число поршней (обычно равное 5, 7 или 9). Минутная подача насоса при частоте вращения ротора в минуту n

$$Q = \eta_о V_0 \cdot n, \qquad (2.82)$$

где $\eta_о$ – объемный КПД, значения которого принимаются $\eta_о$ = 0,95 ÷ 0,98. Коэффициент неравномерности подачи (в процентах) роторно-поршневых насосов с нечетным числом поршней z $\sigma_Q = 125/z^2$.

На рис. 2.83 приведены характеристики насоса НА- 32/320 при n = 1500 об/мин.

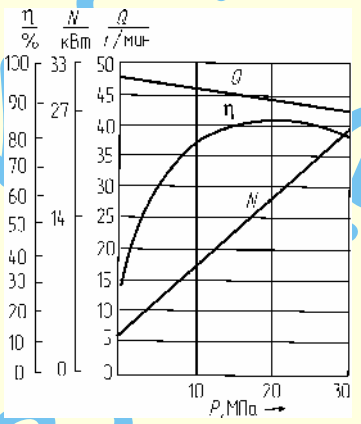


Рис. 2.83. Характеристика аксиально-поршневого насоса НА-32/320

Вопросы расчета и конструирования аксиально-поршневых гидромашин рассматриваются в литературе [6,71].

В табл. 2.29 приведены основные технические данные выпускаемых аксиально-поршневых регулируемых насосов типа Г13-3 и НА, предназначенных для нагнетания в гидравлические системы станков переменного по величине и направлению потока минерального масла.

Принята следующая система шифровки.

Для насосов первой группы. Г13-3 - аксиально-поршневой, при отсутствии индекса – с ручным механизмом управления, с цифрой 2 впереди – с электрогидравлическим управлением; цифра 5 обозначает подачу 100 л/мин, цифра 6 – подачу 200 л/мин.

Для насосов второй группы. НД – аксиально-поршневой, при отсутствии индекса впереди – без вспомогательного насоса, последующие буквы и цифры обозначают способ управления: Р – ручное, С – следящее гидравлическое, 4М – электромагнитное, Д – с регулятором мощности, индекс Д1 – с регулятором давления; числитель дроби обозначает рабочий объем в см^3, знаменатель – номинальное давление в МПа (кгс/см^2).

В табл. 2.30 и 2.31 приведены основные параметры нерегулируемых аксиально-поршневых насосов типов НА и НС, используемых, например, в гидроприводах станков.

К задней крышке насосов НС крепится вспомогательный пластинчатый насос типа БГ 12-4, вал которого связан с валом основного насоса через муфту.

Насосы НА и НС рассчитаны на номинальное давление 32 МПа, максимальное давление – 40 МПа (максимальное давление пластинчатого насоса 6,3 МПа), частоту вращения номинальную – 1500 об/мин, минимальную – 300 об/мин (для насосов НС – 600 об/мин).

Подробнее об аксиальных насосах см [6].

Таблица 2.29

Основные параметры аксиально-поршневых регулируемых насосов

Марка насоса, типоразмер	Рабочий, объем, $см^3$	Подача, л /мин	Мощность насоса, кВт	Коэффициент подачи, %	КПД, %
Г13-35А; 2Г13-35А; 2Г13-35АС	71; 73	100	29; 30; 31	95	88; 86; 85
Г13-36А; 2Г13-36А;2Г13-36АС	140	200	60; 62; 64	95	88; 86; 85
НАР 16/200; НАС16/200	16	22	9,5; 8,5	93; 92	87; 86
НАР 40/200; НАС 40/200	40	56,5	21,1; 22,1	94; 93	88; 87
НАР 63/200; НАС 63/200	63	89	33,2; 34,2	95; 94	89; 88
НАР 71/200; НАС 71/200	71	100	37,6	95; 94	89; 88
НАР 125/200; НАС 125/200	125	178	66; 67	96; 95	90; 89
НАР 140/200; НАС140/200	140	200	74; 75	96; 95	90; 89
НА 4М 40/200; НАД 40/200	40	56,5; 58,5 – 17,5	22,1; 6,9	93;	87; 83
НА 4М 63/200; НАД 63/200	63	89; 92-27,5	34,2; 10,7	94;	88; 84
НА 4М 71/200; НАД 71/200	71	100; 104 – 31	38,6; 12,3	94;	86; 84
НА 4М 125/200; НАД 125/200	125	178;184 – 55,5	67; 21,3	95;	89; 85
НА 4М 140/200; НАД 140/200	140	200; 205; 61,5	75; 23,7	95;	89; 85
НАД1 40/200	40	56,5	21,7	93	87
НАД1 63/200	63	89	33,2	94	88
НАД1 71/200	71	100	37,6	94	88

Примечания: 1. Приведенные параметры – номинальные.
2. Для насосов Г13-3 номинальное давление на выходе – 16 МПа, для насосов НА – 20 МПа.
3. Для всех приведенных насосов номинальная частота вращения 1500 об/мин.
4. Для насосов ГЗ-35 диапазон регулирования подачи (отношение минимальной подачи к номинальной) 3/20, для насосов Г13-36 – 1/10.
5. Для насосов НАД1 диапазон настройки давления составляет 5 ÷ 20 МПа.
6. Буква А – указывает в насосе НА наличие вспомогательного одинарного пластинчатого насоса, буквы АС – наличие вспомогательного сдвоенного пластинчатого насоса.

Таблица 2.30

Основные параметры секционных нерегулируемых аксиально-поршневых модернизированных насосов типа НС ... М

Типоразмеры насосов		Рабочий объем насоса, $см^3$		Номинальная подача насоса, л/мин		Мощность, кВт	КПД насоса, %		
поршневого	пластинчатого	поршне-вого	пластин-чатого	поршне-вого	пластинчато-го		полный поршневого	объемный	
								поршневого	пластинча-того
4/320	312/63	4	3,2	5,25	3,85	4,3	73	88	80
4/320	5/63	4	5	5,25	6,55	4,6	73	88	87,5
4/320	8/63	4	8	5,25	11	5,1	76	88	91,5
4/320	12,5/63	4	12,5	5,25	17,55	5,9	79	88	94
6,3/320	3,2/63	6,3	3,2	8,3	3,85	6,3	75	88	80
6,3/320	5/63	6,3	5	8,3	6,55	6,6	75	88	87,5
6,3/320	8/63	6,3	8	8,3	11	7,1	77	88	91,5
6,3/320	12,5/63	6,3	12,5	8,3	17,55	7,9	78	88	94
10/320	3,2/63	10	3,2	13,5	3,85	9,4	80	91	80
10/320	5/63	10	5	13,5	6,55	9,7	80	91	87,5
10/320	8/63	10	8	13,5	11	10,2	81	91	91,5
10/320	12,5/63	10	12,5	13,5	17,55	11	81	91	94
16/320	3,2/63	16	3,2	22	3,85	14,4	83	92	80
16/320	5/63	16	5	22	6,55	14,7	83	92	87,5
16/320	8/63	16	8	22	11	15,1	84	92	91,5.
16/320	12,5/63	16	12,5	22	17,55	16	84	92	94
25/320	3,2/63	25	3,2	34,8	3,85	22	83	93	80
25/320	5/63	25	5	34,8	6,55	22,4	83	93	87,5
25/320	8/63	25	8	34.8	11	22,9	84	93	91,5
25/320	12,5/63	25	12,5	34,8	17,55	23,6	84	93	94
32/320	3,2/63	32	3,2	45	3,85	27,9	86	94	80
32/320	5/63	32	5	45	6,55	28,2	86	94	87,5
32/320	8/63	32	8	45	11	28,6	86	94	91,5
32/320	12,5/63	32	12,5	45	17,55	29,5	86	94	94

Справочник по гидравлике

Таблица 2.31

Основные параметры нерегулируемых аксиально-поршневых насосов типа НД

Типоразмер	Рабочий объем, см^3	Номинальная подача, л/мин	Мощность, кВт	КПД	
				объемный	полный
НА 4/320	4	5,25	3,3	0,88	0,82
НА 6,2/320М	6,3	8,3	5,3	0,88	0,82
НА 10/320М	10	13,5	8,3	0,91	0,86
НА 16/320	16	22	13,4	0,92	0,86
НА 25/320М	25	34,8	20,8	0,93	0,87
НА 32/320М	32	45	26,8	0,94	0,88

2.17.5.5. Радиальные роторно-поршневые насосы

В радиальных роторно-поршневых насосах рабочие камеры обычно расположены радиально по отношению к оси ротора.

Принципиальная схема регулируемого радиального роторно-поршневого насоса приведена на рис. 2.84. Основными элементами его являются статор *1*, цилиндровый блок-ротор *6*, поршни (плунжеры) *4,* выполняющие роль вытеснителей, статорное кольцо, или обойма, *2*. Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось с уплотнительной перегородкой *5,* на которой помещается вращающийся ротор. При вращении последнего в направлении, указанном стрелкой, рабочие камеры своими каналами поочередно соединяются с отверстием *3*, через которое жидкость всасывается, и с отверстием *7*, через которое происходит нагнетание жидкости.

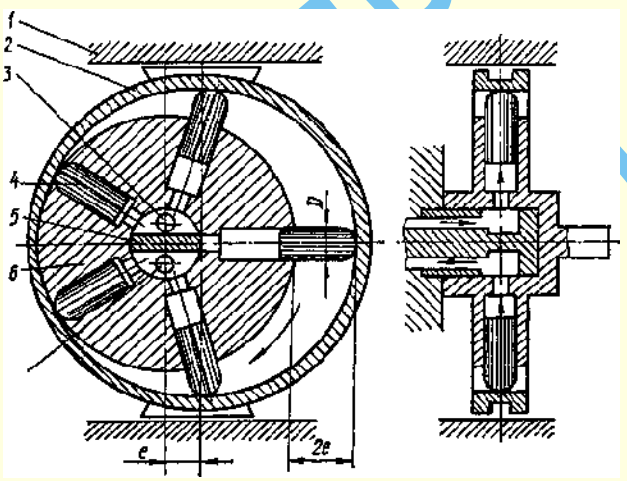


Рис. 2.84. Радиально-поршневой насос

При проходе рабочих камер насоса через нейтральное положение их каналы перекрываются уплотнительной перегородкой. Прижим головок поршней к внутренней поверхности обоймы происходит либо под действием центробежных сил, либо под давлением жидкости, нагнетаемой в полость всасывания вспомогательным насосом, либо с помощью специальных пружин. При перемещении поршней от центра рабочие камеры соединяются с полостью всасывания, а при ходе поршней к центру – с полостью нагнетания.

Обойму *2* можно перемещать относительно подвижной оси *5* ротора и тем самым менять эксцентриситет *e,* а следовательно, и рабочий объем насоса V_0. Рабочий объем насоса

$$V_0 = V_к z = \frac{\pi d^2}{2} e z, \qquad (2.83)$$

где $V_к$ – полезный объем рабочей камеры, или объем несжимаемой жидкости, вытесняемой каждым поршнем при отсутствии утечек через зазоры;

d – диаметр цилиндра;

e – эксцентриситет, равный половине хода поршня;

z – число поршней.

Число рабочих камер в насосе z в одном ряду обычно равно пяти, семи и реже девяти. Цилиндры насоса могут располагаться и в несколько рядов (обычно не более трех), благодаря чему достигаются большая подача и ее равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия, в которых статорное кольцо (обойма) имеет специальный профиль.

Рабочий объем многорядных насосов многократного действия в общем случае определяется

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{2} e z i m, \qquad (2.84)$$

где i – кратность насоса;

m – число рядов.

Минутная подача насоса при частоте вращения n (об/мин) ротора определяется

$$Q = \eta_o V_0 n, \qquad (2.85)$$

где η_o – объемный КПД, равный $\eta_o = 0{,}70 \div 0{,}90$.

Радиально-поршневые насосы могут быть регулируемыми. Регулирование подачи, а также реверс осуществляются изменением величины и знака эксцентриситета *e.* Обычно величина *e* находится в пределах 3 ÷ 10 мм.

Принцип многократности и многорядности радиально-поршневых насосов положен в основу создания высокомоментных гидромоторов, т. е. насосов, обращенных в гидродвигатели.

В табл 2.32 приведены основные параметры радиально-поршневых насосов типа НР, используемых в системе станочных гидроприводов.

Эти насосы имеют четыре модификации по управлению: НРР и НРРШ – насосы с ручным управлением нереверсивные (насосы НРРШ имеют встроенный шестеренный насос для питания вспомогательных механизмов гидросистемы); НРС и 2НРС – насосы со следящим гидравлическим управлением (НРС – нереверсивный, 2НРС – реверсивный); НРМ и НР4М – насосы с электрогидравлическим механизмом

Справочник по гидроприводу

Таблица 2.32

Основные параметры радиально-поршневых регулируемых насосов типа НР

Параметр	НРР	НРРШ	НРС	НРМ	НР4М	НРМ	НРД		
	125А/200	250А/200	500А/200	450/100	224/100	360/100	125А/200	250А/200	500А/200
Рабочий объем насоса, $см^3$									
поршневого	125	250	500	450	224	360	125	250	500
шестеренного	50	100	100	100	50	80	50	100	100
Номинальное давление насоса, МПа:									Номинальная подача насоса, л/мин:
поршневого	100	200	400	400	200	300	46	110	250
шестеренного	35	80	80	80	35	60	35	80	80
Номинальное давление насоса, МПа:									
поршневого	20	20	20	10	10	10	20	20	20
шестеренного	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Мощность насоса, кВт	45	91	182	88	42	68	28	62	115
КПД насоса, %, объемный	85	85	87	90	90	90	85	85	87
КПД насоса, %, полный	77	77	77	85	83	81	77	77	77

Примечания: 1. Номинальная частота вращения насосов – 960 об/мин.
2. Высота всасывания – не более 0,5 м от уровня масла в баке до оси.
3. Число циклов изменения режима в 1 мин – не более 12 для нереверсивных насосов и не более 6 – для реверсивных.

управления на две и четыре подачи, реверсивные; НРД – насосы с управлением по давлению, нереверсивные.

В качестве примера расшифровки марки насоса рассмотрим насос 2НРС 250Д/200: цифра 2 – реверсивный (при отсутствии цифры – нереверсивный); буквы НРС – радиально-поршневой насос со следящим гидравлическим управлением; 250 – рабочий объем, $см^3$; Д – модернизированный, 200 – номинальное давление, $кгс/см^2$.

Подробнее об устройстве и работе радиально-роторных поршневых насосов см. [6, 71].

2.17.5.6. Шланговые насосы

Шланговый насос – зубчатый насос, с рабочим органом в виде упругого шланга, пережимаемого вращающими роликами.

Шланговые насосы очень просты по конструктивному исполнению и их применяют в химической, пищевой и других отраслях промышленности. Шланговые насосы применяют в качестве дозаторов для различных реактивов [30].

Принцип действия шлангового насоса можно пояснить по рис. 2.85.

При вращении вала *3* ролики *5* набегают на шланг, который выполнен из гибкого материала (резины, пластмассы), и обжимают его. Сжатое сечение шланга *2* по мере вращения вала *3* перемещается от всасывающей части шланга к его нагнетательной части. Порция жидкой среды перемещается от всасывающего патрубка насоса к его нагнетательному патрубку. Шланговый насос может иметь несколько обжимных роликов.

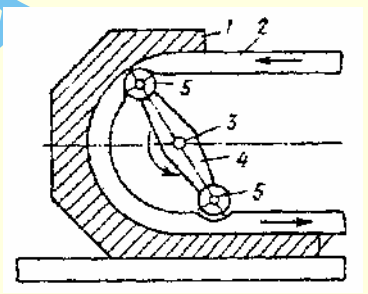


Рис. 2.85. Схема шлангового насоса:
1 – станина; *2* – шланг; *3* – подшипник вала;
4 – планка; *5* – ролики

В шланговом насосе рабочие органы не соприкасаются с перекачиваемой жидкой средой, поэтому их можно использовать для перекачки химически активных жидких сред (суспензий). Следует иметь в виду, что материал, из которого изготовляется шланг насоса, должен быть химически стойким к воздействию перекачиваемой жидкой среды и иметь достаточную механическую прочность.

2.18. НАСОСЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

2.18.1. Грунтовые насосы

Грунтовые насосы предназначены для перекачивания гидросмеси грунта, руды, шлака и др. Насосы изготовляются двух типов: Гр и ГрА.

Насосы Гр используют для перекачивания гидросмеси с плотностью до 1300 $кг/м^3$; насосы ГрА используют для перекачки гидросмеси с плотностью: 1600, 2200, 3200 $кг/м^3$ [22].

Справочник по гидравлике

Оба типа насосов изготовляются в горизонтальном и вертикальном исполнении. Насосы выпускают с подачей Q = 7 ÷ 16000 м^3 /час и напором H = 8 ÷ 120 м.

Грунтовые насосы изготовляют в различном конструктивном исполнении: У – с увеличенными размерами проходного сечения на 25% по сравнению с номинальными размерами; О – с уменьшенным (на 15% от номинала) проходным сечением; Р – с деталями из износостойкой резины; К – с деталями из корунда на органическом связующем; Т – двухкорпусный, внутренний корпус выполнен из износостойкого металла; М – с манжетным уплотнением вала; С – с комбинированным уплотнением вала. Насосы типа ГрУ используют для перекачки высокоабразивных гидросмесей.

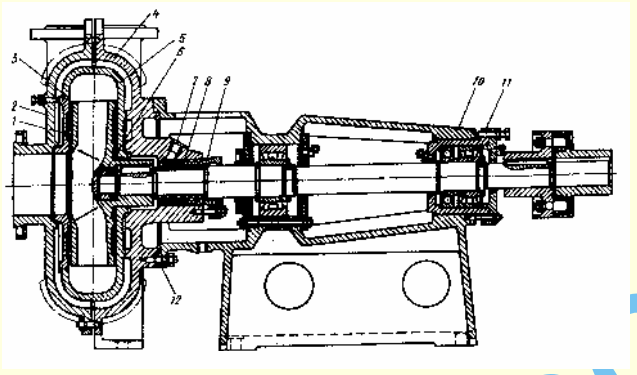


Рис. 2.86. Грунтовой насос двухкорпусный типа ГрТ:
1 – защитный диск; *2,4* – передняя и задняя половины корпуса; *3* – рабочее колесо; *5* – внутренний корпус; *6* – гайка; *7* – подвод промывной воды; *8* – сальниковое уплотнение; *9* – защитная втулка; *10* -кронштейн; *11* – стакан; *12* – фланец кронштейна

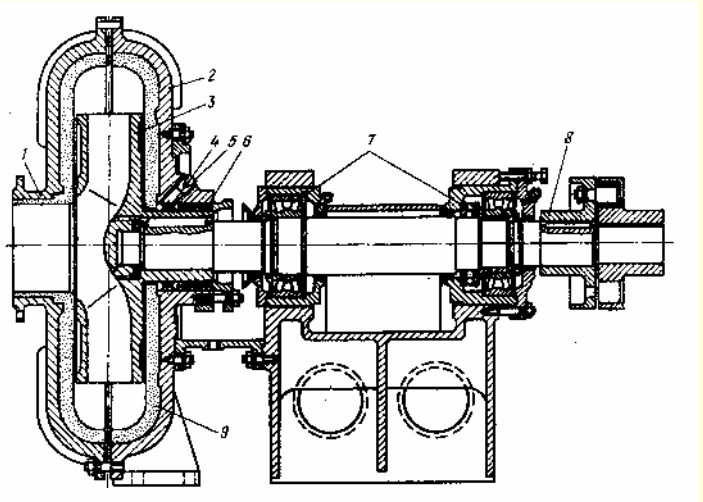


Рис. 2.87. Грунтовой насос с корундовым покрытием ГрК:
1,2 – передняя и задняя половины корпуса; *3* – рабочее колесо *4* – кольцо гидроуплотнения сальника; *5* – подвод промывной воды; *6* – сальник; *7* – подшипники; *8* – муфта; *9* – корундовое покрытие

Общий вид насосов типа ГрТ и ГрК показан на рис. 2.86, 2.87.

Технические показатели некоторых типов грунтовых насосов приведены в табл. 2.33.

Пример – насос типа ГрАТ 85/40 : ГрА – грунтовый насос; Т – двухкорпусный, внутренний корпус изготовлен из износостойкого металла; 85 – подача насоса, м^3/час; 40 – напор, м.

Таблица 2.33

Насосы для перекачивания высокоабразивных гидросмесей

Марка насоса	Расход, м^3/ч	Напор, м	Марка насоса	Расход, м^3/ч	Напор, м
ГрАТ (К) 85/40	85	40	ГрАТ 950/120	950	120
	70	27		1800	67
	56	17	ГрАТ 1800/67	1450	42
ГрАТ (К) 170/40	170	40		1200	30
	140	27,5	ГрАУ 400/20	400	20
	112	17	ГрАУ 1600/25	1600	25
ГрАТ (К) 225/67	225	67	ГрАУ 2000/63	2000	63
	185	45	1ГрТ(К) 1600/50	1600	50
	150	30	1ГрТ 4000/71	4000	7J
ГрАТ 350/40	350	40	ГрТ 1250/71	1250	71
	300	30	ГрУ 800/40	800	40
	265	22,5	ПВП 125/60	125	60
ГрАТ 450/67	450	67	ПР 63/22,5	63	22,5
	390	50		58	19
	335	37,5	ПК 63/22,5	63	22,5
ГрАТ (К) 700/40	700	40		58	19
	600	30	ПРВП 63/22,5	63	22,5
	520	22,5		58	19
ГрАТ 900/67	900	67	ПКВП 63/22,5	63	22,5
	670	37,5		58	16
	540	24	ПРМ 63/22, 5	63	22,5
ГрАТ (К) 1400/40	1400	40		58	19
	1100	25	ПР 12,5/12,5	12,5	12,5
	93,5	18	ПР 12,5/12,5-М	12,5	12,5

Справочник гидравлике

2.18.2. Песковые насосы

Насосы этого типа применяют для перекачивания гидросмесей, содержащих большое количество твердых частиц, например песка, глинозема и др., с плотностью до 1300 кг/м^3, с pH = 6 ÷ 8, с температурой 50 ÷ 60 °С и концентрацией твердых частиц до 25 % [22].

Насосы изготовляют двух типов: ПБ – с боковым входом жидкости; П – с осевым входом жидкости. Песковые насосы выпускают с подачей Q = 5 ÷ 1500 м^3/час; с напором H = 7 ÷ 65 м. Используют следующие буквенные обозначения: Р – покрытие проточной части износостойкой резиной; К – покрытие проточной части корундом на органическом связующем.

Насосы изготовляются с вертикальным (В) и горизонтальным расположением вала. Насосы с вертикальным расположением вала могут быть погружными (П) и непогружными; погружные насосы имеют специальные исполнения (О).

Схема пескового насоса показана на рис 2.88. Технические показатели некоторых типов песковых насосов приведены в табл. 2.33.

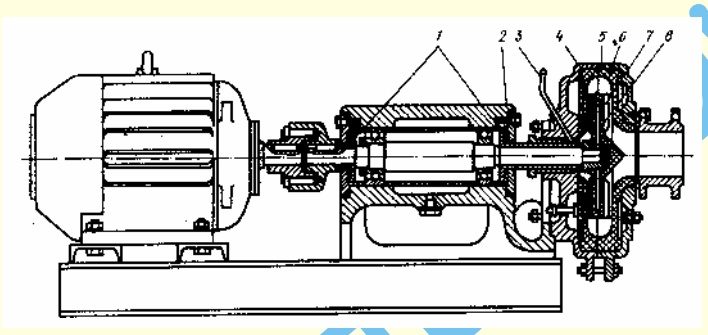


Рис. 2.88. Песковый насос:
1 – гребенчатое уплотнение; *2* – станина; *3* – подвод промывной воды; *4,5* – задняя и передняя половины корпуса; *6* – облицовка; *7* – рабочее колесо; *8* – облицовка рабочего колеса

Пример – насос ПК 63/22,5: П – песковый насос; К – покрытие проточной части насоса корундом; 63 – подача насоса, м^3 /час; 22,5 – напор, м.

2.18.3. Пожарные насосы

Пожарные насосы выпускаются как для установки на пожарные автомобили, так и в качестве переносных.

Пожарные насосы для пожарных автомобилей предназначены для подачи воды, воздушно-механической пены и водных растворов к очагу горения. Они состоят из собственно насоса, напорного коллектора, запорно-регулирующей арматуры, вакуумной системы заполнения, системы подачи и дозирования пенообразователя.

На пожарных автомобилях устанавливаются, как правило, насосы центробежного типа, отвечающие следующим основным требованиям:

небольшие габаритные размеры и масса, что необходимо для рационального использования грузоподъемности пожарного автомобиля и объема его кузова;

высокая надежность, в том числе при работе на загрязненной воде, постоянная готовность к работе;

высокие кавитационные свойства;

пологая форма напорной характеристики, т. е. незначительное изменение напора насоса в диапазоне подач от нулевой до максимальной при постоянной частоте вращения (при крутопадающей форме напорной характеристики снижение подачи влечет за собой быстрое повышение напора, что может вызвать разрыв напорных рукавов, а повышение подачи – существенное снижение напора);

согласованность параметров насоса и двигателя, при отсутствии которой параметры насоса не могут быть реализованы на пожарном автомобиле;

минимальное время заполнения всасывающего трубопровода перед пуском с помощью вакуумной системы (не более 40 с с геометрической высоты всасывания не менее 7,5 м.);

простота и удобство управления насосной установкой;

возможность длительной непрерывной работы на максимальном режиме в установленном интервале температур окружающего воздуха (конструкция насосов нормального давления должна обеспечивать их непрерывную работу в номинальном режиме в течение не менее 6 ч, насосов высокого давления – не менее 2 ч);

свободный доступ для технического обслуживания, его простота и удобство;

низкий уровень шума и отсутствие вибраций во время работы (средний уровень звука, создаваемый насосом при работе в номинальном режиме, должен быть не более 85 дБ.);

использование тех же сортов смазки, какие применяются для агрегатов и узлов шасси пожарного автомобиля.

В соответствии с НПБ 176–98 «Техника пожарная. Насосы центробежные пожарные. Общие технические требования. Методы испытаний» центробежные насосы, используемые в пожарных автомобилях, предназначены для подачи воды и водных растворов пенообразователей с температурой до 303 К (30 °С) с водородным показателем pH 7 ÷ 10,5, плотностью до 1100 кг/м^3 и массовой концентрацией твердых частиц до 0,5% при их максимальном размере 3 мм. Насосы для пожарных автомобилей в зависимости от их конструктивных особенностей и основных параметров делятся:

на насосы нормального давления;

насосы высокого давления;

комбинированные.

Насосы нормального давления – одноступенчатые или многоступенчатые пожарные насосы, обеспечивающие подачу воды и огнетушащих растворов при давлении на выходе 2,0 МПа (20 кгс/см^2).

Насосы высокого давления – многоступенчатые пожарные насосы, обеспечивающие подачу воды и огнетушащих растворов при давлении на выходе свыше 2,0 МПа (20 кгс/см^2) до 5,0 МПа (50 кгс/см^2).

Насосы комбинированные – пожарные насосы, состоящие из последовательно соединенных насосов нормального и высокого давления, имеющих общий привод.

Пожарными насосами нормального давления трех типоразмеров: ПН-40, ПН-60 и ПН-110 – оборудовано большинство отечественных пожарных автомобилей.

Основные показатели технических характеристик пожарных насосов нормального давления приведены в таблице 2.34.

Справочник по гидравлике

Таблица 2.34

Основные технические характеристики центробежных пожарных насосов нормального давления

Параметры	ПН-40УВ	ПН-60	ПН-110
Напор в номинальном режиме, м	100	100	100
Подача в номинальном режиме, л/с	40	60	110
Частота вращения вала, об/мин	2700	2500	1350
КПД, не менее	0,63	0,6	0,6
Кавитационный запас, м, не более	3	3,5	3,5
Потребляемая мощность, кВт	62,2	98	220
Число и диаметр патрубков, мм:			
напорных	1 × 125	2 × 125	1 × 200
всасывающих	2 × 70	2 × 80	2 × 100
Габариты, мм:			
длина	700	800	850
ширина	900	1000	1400
высота	650	1000	1000
Масса, кг, не более	65	200	700
Максимальный размер твердых частиц в рабочей жидкости, мм	6	6	6

В настоящее время в эксплуатации на пожарных автомобилях наиболее распространен унифицированный для большинства пожарных автомобилей центробежный одноступенчатый консольный пожарный насос ПН-40 УВ, изготавливаемый ПО «Ливгидромаш» (г.Ливны, Орловской обл.), который предназначен для подачи воды или водных растворов при тушении пожаров.

ПН-40 УВ в сборе состоит из собственно насоса, коллектора (см. рис. 2.89), пеносмесителя ПС-5 и двух напорных задвижек.

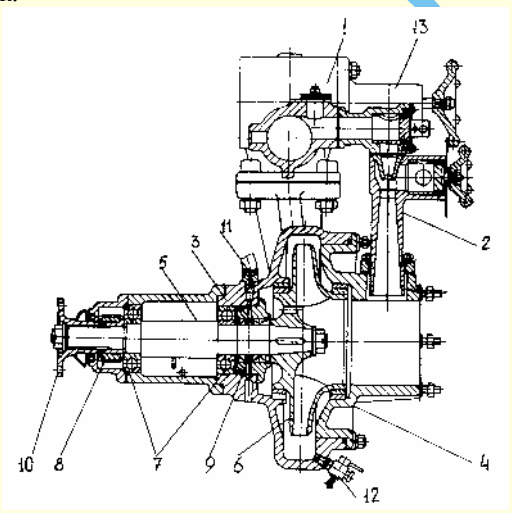


Рис. 2.89. Насос ПН-40УВ с коллектором и пеносмесителем: *1* – коллектор; *2* – пеносмеситель; *3* – корпус насоса; *4* – крышка насоса; *5* – вал; *6* – рабочее колесо; *7* – подшипники; *8* – червяк привода тахометра; *9* – комплект уплотнительных манжет; *10* – муфта-фланец; *11* – шланг от колпачковой масленки; *12* – сливной краник; *13* – напорная задвижка

Корпус насоса, его крышка и рабочее колесо изготовлены из алюминиевого сплава.

Рабочее колесо, наружный диаметр которого 289 мм, имеет семь профилируемых лопаток и семь разгрузочных отверстий.

Характеристики пожарного насоса ПН-40УВ представлены на рис. 2.90 и 2.91.

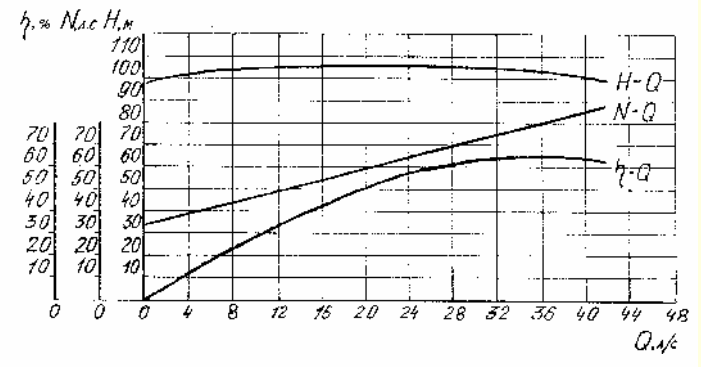


Рис. 2.90. Характеристика ПН-40УВ

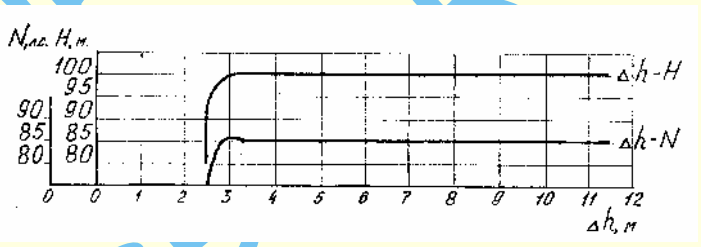


Рис. 2.91. Кавитационная характеристика ПН-40УВ при n = 2700 об/мин и Q = 40 л/сек

Пеносмеситель ПС-5 (см. рис. 2.92) служит для дозировки и подачи пенообразователя в пожарный насос и представляет собой одноэжекторный водоструйный насос.

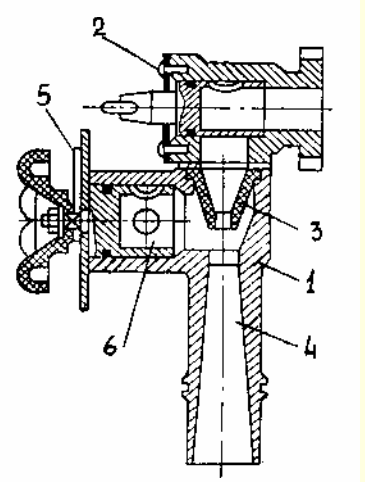


Рис. 2.92. Пеносмеситель пожарного насоса ПС-5: *1* – корпус пеносмесителя; 2 – пробковый кран; 3 – сопло; 4 – диффузор; 5 – дозатор; 6 – калиброванная втулка

Корпус пеносмесителя отлит из алюминиевого сплава. Пеносмеситель присоединен корпусом пробкового крана к коллектору насоса, а диффузором – к фланцу крышки насоса (см. рис. 2.92).

При работе пожарного насоса и открытии пробкового крана вода из коллектора насоса с большой скоростью поступит в сопло, диффузор и всасывающую полость пожар-

ного насоса. Установившийся поток воды (до 10 л/с) образует в вакуумной камере разрежение около 90 кПа. Пенообразователь поступает в вакуумную камеру, смешивается с водой и направляется во всасывающую полость насоса в виде эмульсии, необходимой в дальнейшем для получения воздушно-механической пены. Дозировка пенообразователя осуществляется дозатором через втулку с пятью калиброванными отверстиями.

Геометрически подобной моделью насоса ПН-40УВ является центробежный, одноступенчатый, консольный, без направляющего аппарата пожарный насос нормального давления ПН-60.

Принципиальными отличиями данного насоса являются: большие габаритные размеры (расчетный диаметр рабочего колеса составляет 360 мм); основные детали насоса (корпус, крышка, рабочее колесо) отлиты из чугуна.

Основные технические данные насоса ПН-60 представлены в таблице 2.34.

Подачу в номинальном режиме работы 110 л/с обеспечивает центробежный одноступенчатый, нормального давления, с консольным расположением рабочего колеса на валу, без направляющего аппарата, с двухзавитковым спиральным отводом пожарный насос ПН-110.

Основные рабочие органы насоса ПН-110 также геометрически подобны насосу ПН-40УВ; ПН-110 обладает большими габаритными размерами. Техническая характеристика насоса приведена в таблице 2.34. Конструктивные отличия ПН-110 заключаются в следующем: корпус, крышка, рабочее колесо и всасывающий патрубок насоса изготовлены из чугуна.

Пожарные насосы высокого давления и комбинированные в последние годы находят все более широкое применение в нашей стране. В настоящее время пожарные автомобили оборудуются отечественными насосами данного типа, выпускаемые НПП «Инфра» (г. Миасс, Челябинской области): насос центробежный пожарный комбинированный НЦПК-40/100-4/400 и насосы центробежные пожарные высокого давления НЦПВ-20/200 и НЦПВ-4/400. Они предназначены для подачи воды и водных растворов пенообразователей с температурой до 30 °С, плотностью до 1010 кг/м^3, водородным показателем среды pH = 7 ÷ 10 и массовой концентрацией взвешенных твердых частиц грунта до 0,5% при их максимальном размере 3 мм.

Отличительной конструктивной особенностью данных насосов является наличие автоматических вакуумной и дозирующей систем, расположенных непосредственно на насосных агрегатах, автоматической системы, предотвращающей попадание пенообразователя в водопроводную сеть и открытый водоисточник, размещение контрольно-измерительных и сигнальных приборов на единой панели, установленной на корпусе насосов.

Основные показатели технических характеристик насосов данного типа приведены в таблице 2.35.

Наиболее характерным представителем пожарных насосов данного типа является НЦПК 40/100 – 4/400 (в числителях дробей указывается номинальная подача насоса в л/с по ступеням нормального и высокого давления, а в знаменателях – номинальный напор соответствующих ступеней).

Таблица 2.35

Основные технические характеристики пожарных насосов

Параметры	Модель пожарного насоса		
	НЦПК-40/100-4/400	НЦПВ-20/200	НЦПВ-4/400
Подача в нормальном режиме, л/с	40-4-15/2*	20	4
Напор насоса в номинальном режиме, м	100-400-100/400*	200	400
Мощность в номинальном режиме, л.с.	89-88-100*	89	36
Частота вращения вала насоса, об/мин	2700	2700	6300
Коэффициент полезного действия	0,6-0,35-0,215*	0,6	0,4
Кавитационный запас, м, не более	3,5	3,0	5,0
Габаритные размеры, мм, не более:			
длина	800	700	420
ширина	800	700	315
высота	800	700	400
Масса сухая, кг.	150	150	50
Тип вакуумной системы	Автоматическая		
Наибольшая геометрическая высота всасывания, м	7,5	7,5	–
Время всасывания с наибольшей геометрической высоты всасывания, с, не более	40	40	–
Тип системы дозирования пенообразователя	Автоматическая	Ручная	
Уровень дозирования пенообразователя, %	6,0 ±1,2 3,0 ± 0,6	6,0 ±1,2	6,0 ±1,2 3,0 ± 0,6

*1-я цифра (сочетание цифр) – параметры ступени (насоса) нормального давления;

2-я цифра (сочетание, после дефиса) – параметры ступени (насоса) высокого давления (при последовательной работе двух ступеней);

3-я и 4-я цифры (сочетания цифр) – параметры насоса при совместной работе двух ступеней.

НЦПК 40/100-4/400 представляет собой агрегат, состоящий из двух центробежных насосов, кинематически связанных между собой зубчатой передачей (см. рис. 2.93), оборудованный автоматической вакуумной системой водозаполнения, механизмами ручного отключения вакуумного насоса и включения ступени высокого давления, автоматической системой дозирования пенообразователя и контрольно-измерительными приборами.

Ступень нормального давления представляет собой центробежный одноступенчатый насос консольного типа с осевым подводом, выполненным в крышке, и спиральным отводом, выполненным в корпусе. Вал насоса опирается на два однорядных шариковых подшипника.

Корпус ступени нормального давления сообщается с напорным коллектором нормального давления и ступенью высокого давления.

Справочник по гидравлике

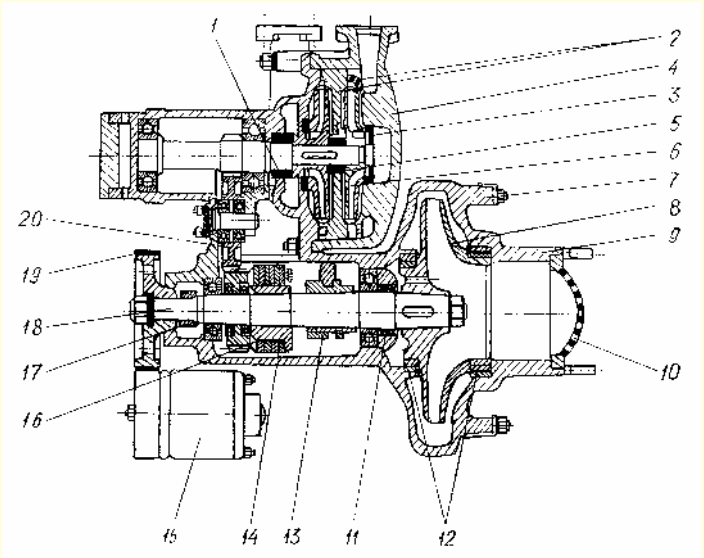


Рис. 2.93. Ступени нормального и высокого давления НЦПК 40/100-4/400:
1,3 – торцевое уплотнение; *2* – направляющий аппарат; *4* – корпус ступени высокого давления; *5* – уплотнение щелевое; *6,8* – рабочее колесо; *7* – корпус ступени нормального давления; *9* – крышка; *10* – защитная сетка; *11,12* – торцевые уплотнения; *13* – втулка; *14* – диск фрикционный; *15* – вакуумный насос; *16* – муфта привода ступени высокого давления; *17* – червяк привода тахометра; *18* – вал; *19* – шкив привода вакуумного насоса; *20* – промежуточная шестерня

Ступень высокого давления представляет собой центробежный двухступенчатый насос консольного типа со встречно расположенными рабочими колесами, осевым подводом первой ступени и отводящими устройствами лопаточного типа (направляющими аппаратами). Привод ступени высокого давления осуществляется от вала ступени нормального давления через многодисковую фрикционную муфту и одноступенчатый редуктор с передаточным отношением 2,33 и одной промежуточной шестерней. Ступени нормального и высокого давления включены последовательно: вода из напорного коллектора ступени нормального давления через фильтр поступает во всасывающий патрубок ступени высокого давления.

К выходному патрубку ступени высокого давления присоединен напорный коллектор высокого давления, на котором установлены два вентиля тарельчатого типа и перепускной клапан, обеспечивающий частичный переток воды через ступень высокого давления в случае прекращения подачи, тем самым предотвращая перегрев насоса.

Работу автоматической вакуумной системы водозаполнения обеспечивает насос шиберного типа, который своим шкивом опирается на обрезиненный шкив вала насоса (ступени) нормального давления. Механизм автоматического отключения вакуумного насоса включается после того, как насос (ступень) нормального давления заполнится водой и разовьет напор.

Автоматическая система дозирования пенообразователя предназначена для регулирования подачи пенообразователя и обеспечения постоянства его концентрации в растворе при изменении расхода воды. Принцип работы данной системы основан на зависимости величины электрической проводимости водного раствора пенообразователя от концентрации этого раствора, для чего на корпусе ступени нормального давления закреплены рабочий и эталонный датчики концентрации пенообразователя.

На рис. 2.94 – 2.97 представлены характеристики НЦПК 40/100 – 4/400

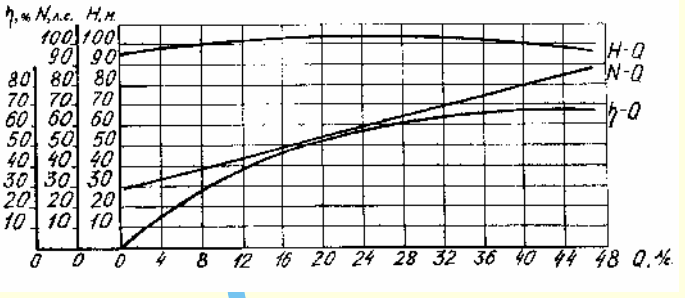


Рис. 2.94. Характеристика ступени нормального давления НЦПК 40/100 – 4/400

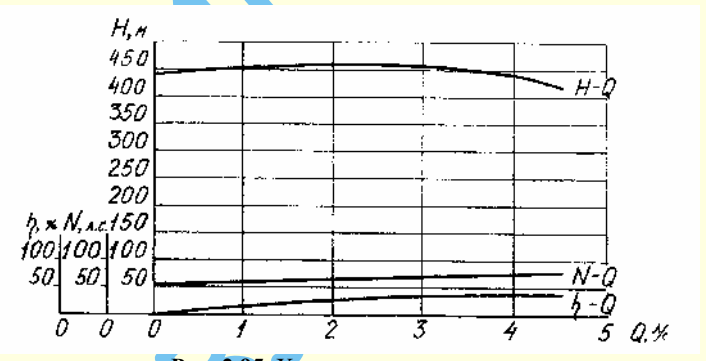


Рис. 2.95. Характеристика ступени высокого давления НЦПК 40/100 – 4/400

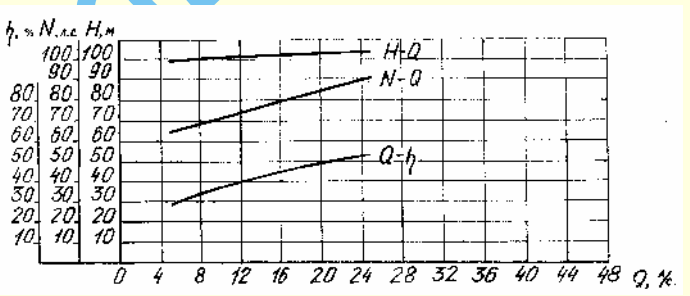


Рис. 2.96. Характеристика НЦПК 40/100 – 4/400 при совместной работе ступеней высокого ($Q_{н.в.д}$ = 2 л/с, $H_{н.в.д}$ = 450 м) и низкого давления

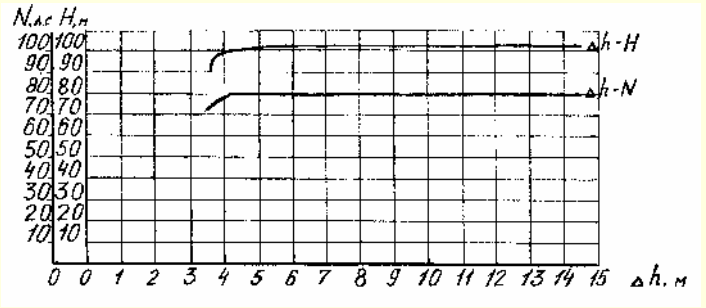


Рис. 2.97. Кавитационная характеристика НЦПК 40/100 – 4/400 при n = 2700 об/мин и $Q_{н.н.д}$ = 40 л/с

В качестве переносных пожарных насосов находит свое применение для тушения пожаров в сельской местности навесной шестеренный насос НШН-600.

НШН-600 (см. рис. 2.98) предназначен для забора воды из открытых водоисточников и подачи её как для тушения пожаров, так и для хозяйственных целей. Насос устанавли-

вают (навешивают) на передний бампер автомобилей, тракторов и других транспортных средств. Передача крутящего момента на ведущий вал насоса осуществляется от коленчатого вала двигателя через специальный храповик, промежуточный вал и соединительную муфту.

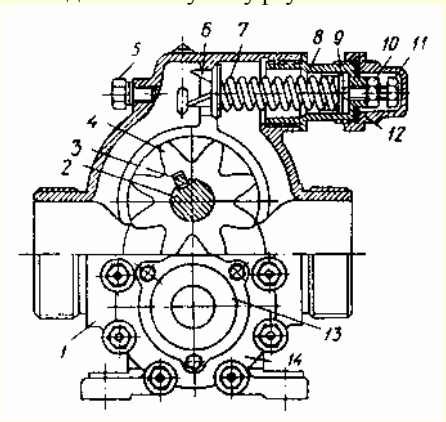


Рис. 2.98. Навесной шестеренный насос НШН-600:
1 – корпус; *2* – вал; *3* – шпонка; *4* – шестерня; *5* – заглушка; *6* – клапан; *7* – пружина; *8* – корпус клапана; *9* – упор; *10* – контргайка; *11* – регулировочный болт; *12* – колпачок; *13* – крышка подшипника; *14* – крышка насоса

Корпус НШН-600 изготовлен из чугуна и имеет внутри две цилиндрические расточки для размещения на ведущем и ведомом валах насоса двух идентичных стальных шестерен с эвольвентным профилем зубьев. На корпусе имеются всасывающий и напорный патрубки, соединенные между собой каналом, который запирается предохранительным клапаном. При повышении давления в напорной полости насоса сверх установленного, что может произойти при заломе рукавной линии или при перекрытии крана пожарного ствола, клапан открывается и вода из напорной полости насоса перетекает во всасывающую. Клапан регулируют на срабатывание при давлении 735 кПа.

Технические характеристики насоса НШН-600

Номинальная подача насоса при геометрической высоте всасывания 3,5 м, л/мин	600
Номинальный напор, м вод. ст.	75
Номинальная частота вращения вала, $с^{-1}$	25
Направление вращения	левое
КПД	0,65
Наибольшая высота всасывания, м	6,5
Время всасывания с наибольшей высоты, с	30
Потребляемая мощность, л. с.	17
Условный диаметр всасывающего/напорного патрубков, мм	80/70
Габаритные размеры, мм	
длина	315
ширина	335
высота	230

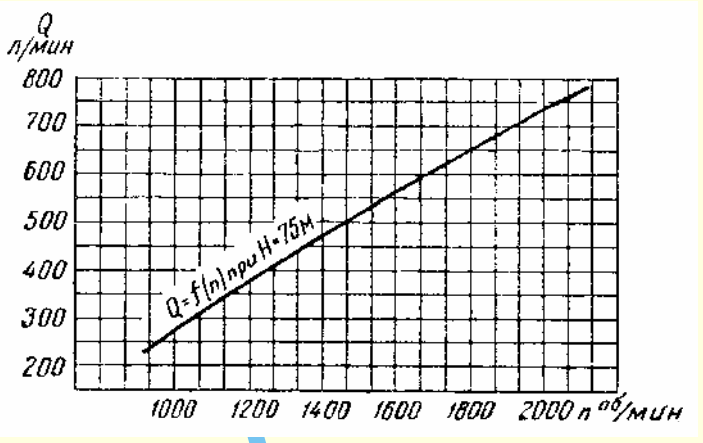


Рис. 2.99. Характеристика насоса НШН-600

В качестве пожарного оборудования на большинстве пожарных автомобилей вывозится гидроэлеватор пожарный Г-600А.

Технические характеристики гидроэлеватора Г- 600А

Производительность при давлении в напорной линии перед гидроэлеватором 0,8 МПа, л/мин, не менее	600
Рабочий расход воды при давлении в напорной линии перед гидроэлеватором 0,8 МПа, л/мин	550
Рабочее давление, МПа	0,2 – 1,0
Давление за гидроэлеватором при производительности 600 л/мин, МПа, не менее	0,17
Условный проход патрубков, мм:	
входного	70
выходного	80
Габаритные размеры, мм, не более:	
длина	680
ширина	290
высота	160
Масса, кг, не более	5,6

Гидроэлеватор Г-600А (см. рис. 2.100) предназначен для отбора воды из водоисточников с уровнем воды, превышающим высоту всасывания пожарных насосов, и из водоисточников, к которым пожарные автомобили не могут подъехать ближе чем на 7 метров; также может быть использован для удаления воды из помещений при тушении пожара.

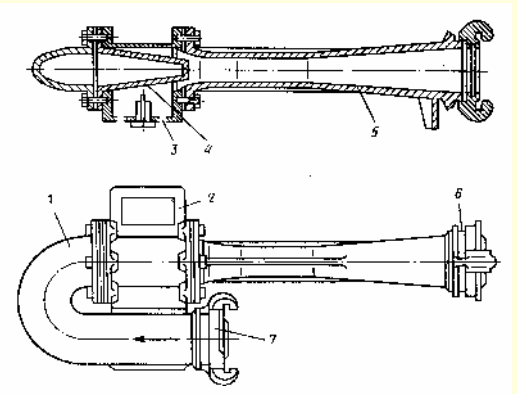


Рис. 2.100. Гидроэлеватор пожарный Г-600А:
1 – колено; *2* – камера; *3* – решетка; *4* – сопло; *5* – диффузор; *6,7* – муфтовые соединительные головки

Справочник гидравлике

Гидроэлеватор представляет собой водоструйный эжектор. Все его детали изготовлены из алюминиевого сплава. Гидроэлеватор рассчитан на совместную работу с автоцистернами, оборудованными пожарными насосами типа ПН-40УВ. При подаче воды от пожарного насоса в приемное колено Г-600А, гидроэлеватор эжектирует воду из водоема (см. рис. 2.101) в зависимости от напора, развиваемого пожарным насосом.

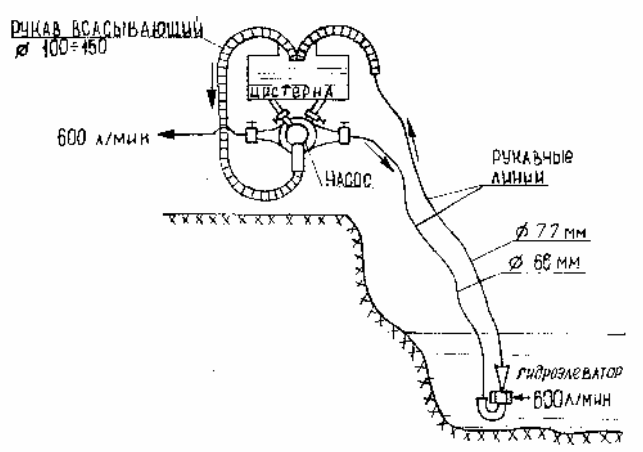


Рис. 2.101. Схема подачи воды от пожарной автоцистерны с помощью Г-600А

Зависимость расхода воды от давления в насосе, а также высота и дальность её всасывания приведены на рис. 2.102.

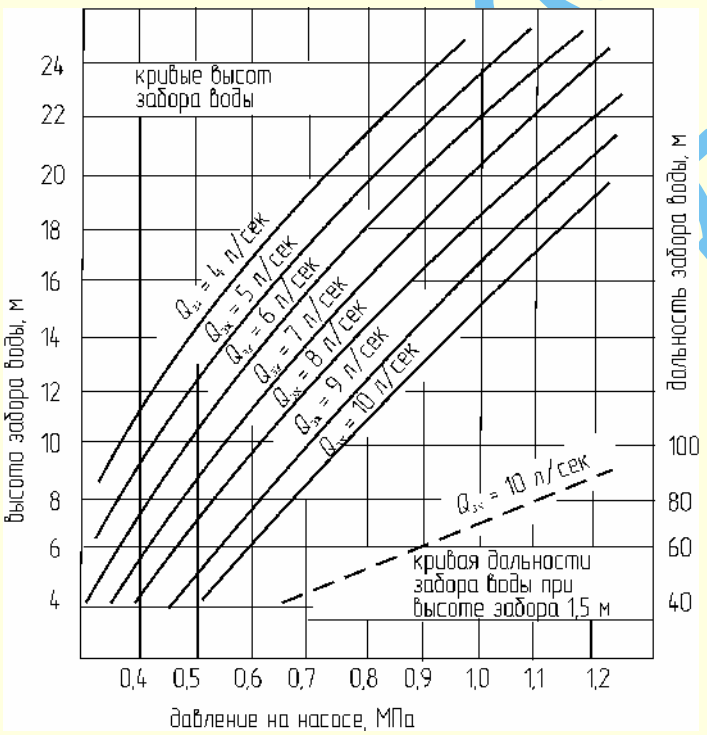


Рис. 2.102. Диаграмма зависимости производительности гидроэлеватора от высоты забора воды и давления на насосе

2.18.4. Насосы для фонтанов

В качестве источника водоснабжения для фонтанов можно использовать пруды, озера, речки, родники и др., а также систему водоснабжения населенного пункта. Сброс воды из фонтана можно осуществлять в действующую водосточную сеть или в специальный водоем.

Условно насосные установки для фонтанов можно разделить на оборотные (циркуляционные, рис. 2.103*а*) и прямоточные (рис. 2.103*б*).

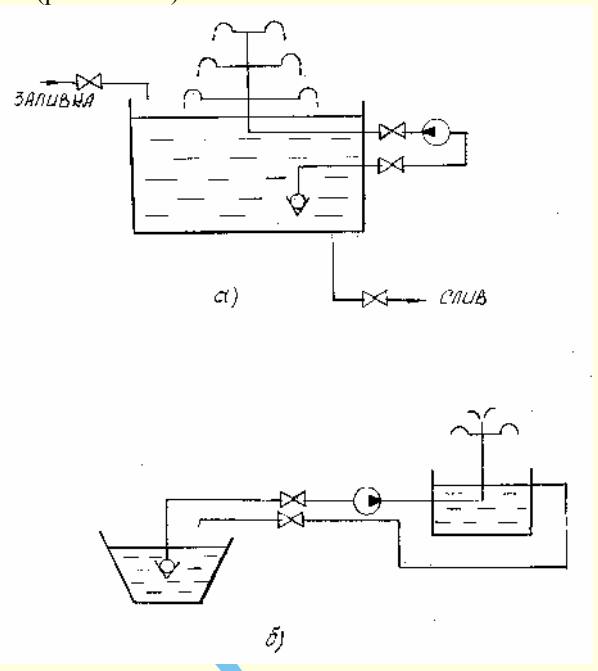


Рис. 2.103. Установки для фонтанов:
а – оборотная; *б* – прямоточная

При больших подачах воды выгоднее использовать оборотную насосную установку, при небольших подачах воды – прямоточную. Насосная установка для фонтана обычно включает следующие элементы: насос (группу насосов), гидравлическую сеть трубопровода, запорно-регулирующую арматуру и др. Насосную установку размещают, как правило, в специальном помещении (или в помещении для фонтана). Гидравлическую сеть проектируют на основании закона гидравлики, трубопроводы выбирают, исходя из условия максимального расходования воды. Расход воды зависит от выбранного типа насоса, количества одновременно работающих фонтанных насадков, коэффициента расхода фонтанного насадка и др.

Насос для фонтанной установки должен обеспечить напор в метрах перед насадком [19].

$$H = \frac{L}{2\varphi\sqrt{z}}, \qquad (2.86)$$

где L – горизонтальная проекция струи, м;
φ – коэффициент истечения, $\varphi = 0{,}8 \div 0{,}9$;
z – высота действия струи, м.

Можно использовать фонтанные насадки различных типов: одноструйные, многоструйные, цилиндрические, конические, винтовые и др. Количество ступеней в фонтане может доходить до трех, количество струй – до 50. Архитектурное и декоративное восприятие фонтанов в целом зависит и от выбранного насадка, и от его подсветки, и от других факторов. Приведем некоторые показатели для фонтанных насосов.

Насосы фирмы OASE PLUS (Германия). Насосы Aquarius : номинальное напряжение – 230 В, потребляемая мощность – (3,5 ÷ 125) Вт; подача – (4 ÷ 120) л/мин.; напор – (0,5 ÷ 4,5) м.

Некоторые типы насосов изготовляются из нержавеющей стали, некоторые типы насосов работают на напряжении 12 В. Некоторые типы насосов выпускаются с приводом от солнечной энергии. Особенно впечатляет небольшая потребляемая мощность насоса, например, Aquarius 2500 (с приводом от солнечной энергии): подача – 37 л/мин; напор – 2,2 м; потребляемая мощность – 28 Вт.

Насосы фирмы HOZELOCK (Великобритания). Фирма занимается изготовлением прудовых насосов более 20 лет. Она выпускает фонтанные насосы типов «Максима», «Титан», «Прима», «Каскад» и др. Например, насосы типа «Максима» (2000 – 8000) имеют следующие показатели: подача 2000 ÷ 8000 л/час; напор 1,6 ÷ 4,0 м.

Насосы фирмы PONTEC (Германия). Насосы этой фирмы имеют следующие технические показатели: подача – (500 ÷ 2700) л/час. напор 1,2 ÷ 3,1 м; номинальное напряжение – 230 Вт.

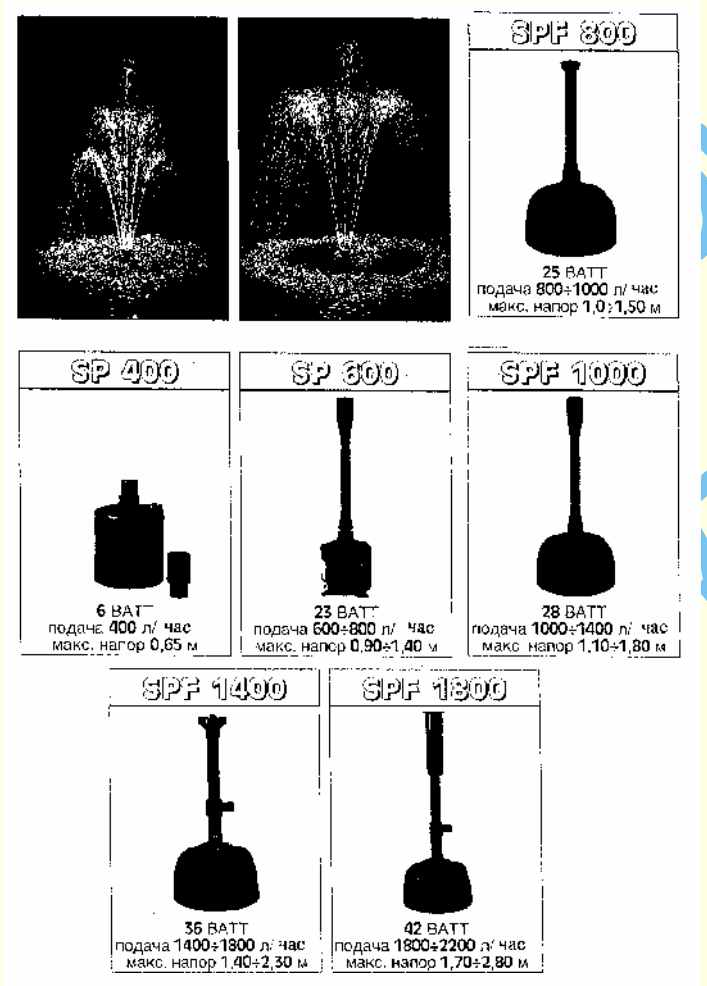


Рис. 2.104. Характеристики насосов для фонтанов фирмы MARINA

Насосы для фонтанов фирмы MARINA показаны на рис. 2.104. Насосы для фонтанов изготовляет также фирма DAB.

2.18.5. Насосы для перекачки сточных жидкостей

До 1980 года центробежные фекальные насосы выпускались двух типов – ФГ и ФВ. Они предназначены для перекачивания фекальных и других сточных жидкостей с плотностью до 1050 кг/м^3, водородным показателем pH 6 ÷ 8, с содержанием абразивных частиц по объему не более 1%, с температурой до 373 К. Была принята следующая маркировка насосов: Ф – фекальный; Г – горизонтальный; В – вертикальный; числитель дроби – подача, м^3/ч; знаменатель дроби – напор, м. Например, ФГ 81/18: подача – 81 м^3/ч; напор – 18 м; мощность – 10 кВт.

Динамические насосы для сточных жидкостей более поздних типов имеют следующую маркировку: СД – центробежные; СДС – свободновихревые. Насосы изготовляются с горизонтальным расположением вала, с вертикальным расположением вала, полупогружными (П), с торцевым уплотнением вала (Т), одноступенчатыми и двухступенчатыми. Насосы СД и СДС имеют следующие технические показатели: подача 2 ÷ 3000 л/с; напор 5 ÷ 100 м; КПД 45 ÷ 80%. Общий вид насосов типа СД и СДВ показан на рис. 2.105 и 2.106.

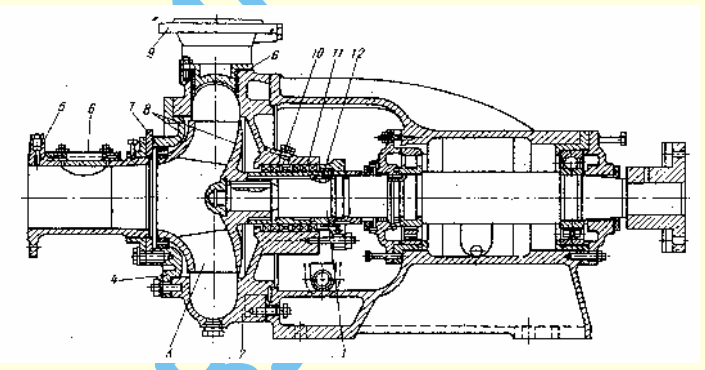


Рис. 2.105. Насос типа СД:
1 – вал; *2* – корпус; *3* – рабочее колесо; *4* – передняя крышка корпуса; *5* – входной патрубок; *6* – люки ревизии; *7* – защитные уплотняющие кольца; *8* – передний и задний диски рабочего колеса; *9* – выходной патрубок; *10* – подвод чистой воды; *11* – сальниковое уплотнение; *12* – защитная втулка

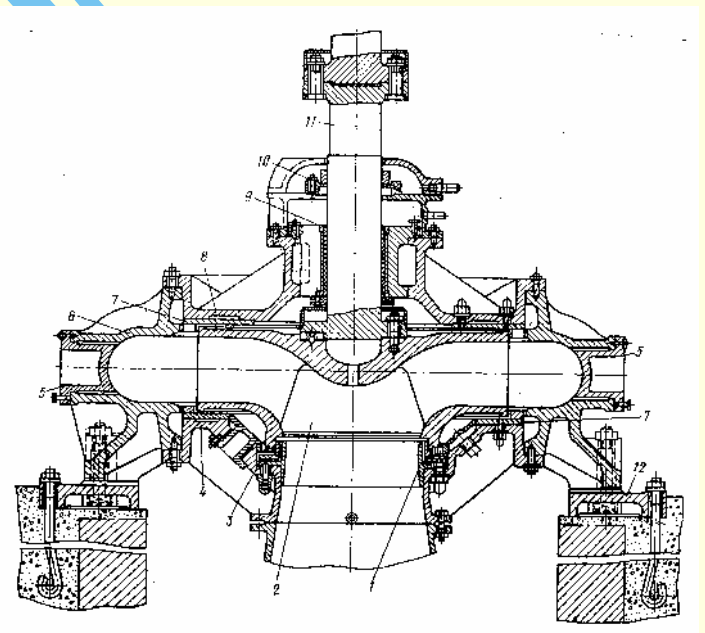


Рис. 2.106. Насос типа СДВ:
1 – защитное кольцо; *2* – рабочее колесо; *3* – регулируемое уплотняющее кольцо; *4* – нижняя крышка корпуса; 5 – люк-прочистка; *6* – корпус; 7 – защитные диски; *8* – верхняя крышка корпуса; *9* – подшипник скольжения; *10* – торцовое уплотнение вала; *11* – вал; *12* – фундаментная плита

Таблица 2.36

Насосы для перекачивания сточных жидкостей

Марка насоса	Насос		Электродвигатель			Масса, кг		Завод-изготовитель
	подача, $м^3/ч$	напор, м	мощность, кВт	частота вращения, об/мин	напряжение, В	насоса	агрегата	
1 ФС-12,5/20 ОМ5	12,5	20	2,2	2900	380		42	«Эна», г. Щелково, Московская обл.
1 ФС-25/30 ОМ5	25	30	5,5	2900	380		71	»
СД25/14	25	14	3	1450			150	Рыбинский насосный завод, г. Рыбинск
СД50/10	50	10	4	2900	–	–	145	»
СД50/56	50	56	22	2900	–	–	290	»
СД80/18	80	18	11	1450	–	–	270	»
СД80/32	80	32	18,5	1450	–	–	325	»
СД100/40	100	40	30	2900	–	–	300	»
СД 160/45	160	45	37	1450	–	–	745	»
СД450/56	450	56	132	1500	–	–	1455	»
ФГП 1 20/10	20	10	1,5	2800	–	–	–	«Сигналс», г.Рига
ФГП 1 40/16	40	16	3	2800	–	–	–	»
ФГП 1 90/16	90	16	5,5	2800	–	–	–	»
ФГПУ 120/16	120	16	7,5	1400	–	–	–	»
СДВ2700/26,5	2700	26,5	400	740	6000	3900		«Уралгидромаш», г. Сысерть, Свердловская обл.
СДВ4000/28-УХЛ4	4000	28	630	368	6000	6750	–	»
			500		6000			
СДВ 7200/29-УХЛ4	7200	29	1250	485	6000	8750	–	»
			1000	–	6000	–	–	
			1000	–	6000	–	–	
СДВ9000/45-УХЛ4	9000	45	1600	500	6000	10000		»
			1000		10000			
			1600		6000			
СДВ9000/63М-УЗ	9000	63	3150	500	6000	14500		»
			2000		6000			
СДВ22700/63 М-УЗ	22700	63	5000	333	6000	50200		»

Условные обозначения: ФС – фекальный стационарный, ФГП – фекально- грязевой погружной; СД – динамический для сточных жидкостей горизонтальный; СДВ – динамический для сточных жидкостей вертикальный.

Для перекачки производственных сточных вод используют также насосы типов: ФСД, ФМ, БМ, ФМД. Для этих насосов приняты следующие обозначения: Ф – фекальный, С – смесительный, Д – двусторонний, М – массный, Б – бумажный. Насосы типов ФСД, ФМ, ФМД имеют следующие технические показатели: подача 40 ÷ 600 л/с; напор 10 ÷ 40 м. Насосы типа БМ имеют показатели: подача 10 ÷ 400 л/с; напор 6 ÷ 80 м.

Для перекачивания бытовых и производственных сточных жидкостей используют также канализационные погружные насосы типа ЭЦК. Для этих насосов приняты условные обозначения: Э – электрический, Ц – центробежный, К – канализационный. Например, ЭЦК 16/6: подача насоса – 16 $м^3$ /ч; напор – 6 м.

Для перекачивания сточных жидкостей на животноводческих комплексах используют моноблочные вертикальные электронасосы типа ЦМФ (подача насоса – 160 $м^3$ /час, напор – 10 м, мощность электродвигателя 20 кВт).

Для перекачки сточных жидкостей используют также погружные моноблочные центробежные электронасосы типа

Справочник по гидравлике

ГНОМ. Для этих насосов приняты условные обозначения: Г – для грязной воды; Н – насос; О – одноступенчатый; М – моноблочный. Например, ГНОМ 15/16: подача насоса – 15 м^3/час, напор – 16 м.

Показатели насосов для сточных жидкостей приведены в табл. 2.36.

Более подробно с конструкциями отдельных типов насосов для сточных жидкостей можно ознакомиться в [22, 26].

2.18.6. Насосы для перекачки криогенных жидкостей

Насосы предназначены для перекачивания криогенных продуктов – азота и кислорода с температурой от 73 до 100 К и плотностью не более 1200 кг/м^3.

Насосы изготовляются двух типов: В – вертикальные консольные на отдельной стойке с осевым входом и центральным горизонтальным выходом жидкости; ВМ – вертикальные моноблочные с боковым или осевым входом и горизонтальным тангенциальным или центральным выходом жидкости. Допускаемое избыточное давление на входе в насос должно быть не более 0,6 Мпа.

Насосы обозначают следующим образом: например, Нкп-В-Т-80-50-315 означает: Нкп – насос для криогенного продукта; В – тип насоса; Т – исполнение по виду уплотнения торцевое газостатическое; 80 – диаметр входного патрубка; 50 – диаметр выходного патрубка; 315 – диаметр рабочего колеса.

Для перекачки криогенных жидкостей из расходной емкости в приемную емкость или к потребителю используют два способа:

способ вытеснения криогенной жидкости из расходной емкости путем создания избыточного давления газовой фракции над свободной поверхностью жидкости;

способ подачи жидкости с помощью криогенных насосов.

Второй способ наиболее часто используют в современных криогенных гидравлических системах, так как он позволяет подавать потребителю большие количества жидкости, поддерживать высокое давление, точно регулировать расход жидкости и т. п. Криогенный насос может использоваться в системе криостатирования (термостатирования) объекта техники (рис. 2.107).

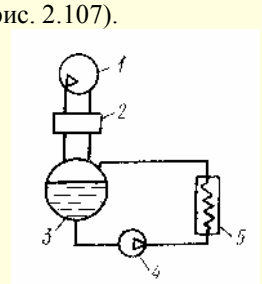


Рис. 2.107. Схема криостатирования с использованием насоса:
1 – компрессор; *2* – рефрижераторная установка; *3* – резервуар; *4* – насос; *5* – объект криостатирования

Конструктивную особенность криогенных насосов определяет перекачиваемая жидкая среда, которая имеет низкую температуру $T = 4{,}2 \div 90$ К (при нормальном давлении). Конструкция криогенного насоса, как правило, герметичная. По конструктивному исполнению различают насосные агрегаты: консольные, моноблочные, погружные, герметичные, герметично-погружные, с выносным электродвигателем, одноступенчатые, многоступенчатые, центробежные, поршневые и др.

Для перекачки жидких углеводородов могут использоваться криогенные центробежные насосы типа 5ХГВ-6, 2ХГВ-9, 3ХГВ-6, 3ХГВ-9, 4ХГВ-12, которые обеспечивают подачи $Q = 8 \div 90$ м^3/ч, напоры $H = 18 \div 33$ м.

Для перекачки жидкого азота может использоваться центробежный насос, который имеет следующие показатели: $Q = 1200$ м^3/ч, напор $H = 18 \div 33$ м, частота вращения 1450 об/мин, мощность привода 150 кВт.

Для перекачки жидкого кислорода может использоваться центробежный насос, который имеет следующие показатели: $Q = 7 \div 15$ м^3/ч, напор $H = 265$ м, частота вращения 12000 об/мин.

Для перекачки жидкого водорода может использоваться центробежный насос, который имеет следующие показатели: $Q = 25$ м^3/ч, напор $H = 30$ м, частота вращения 3000 об/мин.

Более подробно с насосными установками, машинами и аппаратами криогенной техники можно ознакомиться в специальной литературе [83, 84].

2.18.7. Насосы для бассейна

Бассейны для плавания сооружают зимние (закрытые) и летние (открытые).

Закрытые бассейны являются сложными инженерными сооружениями, состав оборудования и объем которых зависят от назначения бассейна, от его пропускной способности, технических требований к технологическому и специальному оборудованию. В состав оборудования бассейна входят: системы водоснабжения, система отопления, система канализации, система вентиляции и др.

Системы проектируют в соответствии с техническими условиями и действующими СНиПами. Для систем водоснабжения используют насосы, выпускаемые промышленностью.

В последнее время в различных местах устанавливают разнообразные сборно-разборные бассейны. Эти бассейны просты в эксплуатации, легко монтируются и демонтируются. Они предназначены для отдыха в летнее время. Разнообразные комплекты инженерного оборудования для таких бассейнов поставляют фирмы НОВУМ, МАРКОПУЛ, ВАН БАС, и др.

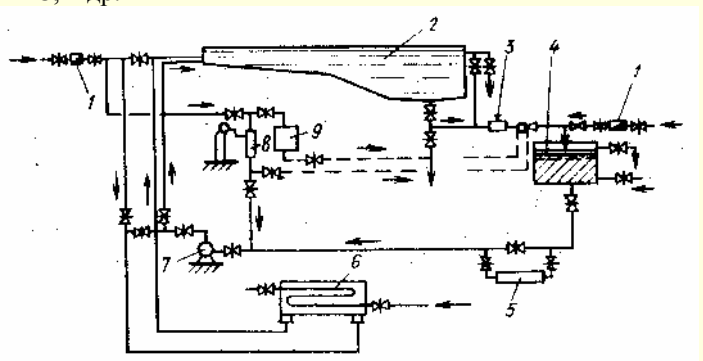


Рис. 2.108. Комплект оборудования для бассейна:
1 – счетчик вод; *2* – бассейн; *3* – фильтр; *4* – фильтр; *5* – установка бактерицидная; *6* – теплообменник; *7* – насос; *8* – хлоратор; *9* – установка для коагулирования

В состав оборудования бассейна входят: сборные бассейны круглой формы, продолговатой формы, прямоугольной формы, в виде «восьмерки»; навесные фильтровальные установки, установки для подогрева воды, установки для обеззараживания воды в бассейне; электроавтоматика, подводное освещение и пр. (рис. 2.108).

Справочник по гидравлике

Системы фильтрации жидкости являются неотъемлемой частью любого бассейна. Благодаря ей вода в бассейне сохраняет чистоту и прозрачность. В комплект фильтрационной установки входит насос. Компактные фильтрационные установки могут устанавливаться на борт бассейна.

В бассейне могут монтироваться устройства искусственного течения, например стационарный противоток. Навесные системы противотоков могут устанавливаться в любых типах плавательных бассейнов.

В бассейне могут монтироваться насосные установки для гидромассажа.

В комплект оборудования бассейна может входить и различное другое оборудование, например, устройство для нагрева воды в бассейне, гейзеры, фонтаны, подводные прожекторы и другие.

Сборно-разборные бассейны имеют следующие технические показатели: диаметр – 3÷10 м; высота – 0,9÷1,5 м; объем воды – 9 000÷100 000 л.

Для бассейнов можно использовать следующие схемы водоснабжения:

система проточного водоснабжения с непрерывным водообменом до 30% от объема ванны бассейна в час и непрерывной подаче в воду бассейна обеззараживающих реагентов.

Рециркуляция с дезинфекцией воды и добавкой свежей воды в количестве 30÷50% от объема ванны бассейна в сутки.

Некоторые элементы из инженерного оборудования бассейна приведены в табл. 2.37 – 2.45.

Таблица 2.37

Напольные песковые фильтровальные насосные установки производство КРИПСОЛ (Испания)

Модель	Объем бассейна, $м^3$	Производительность, $м^3/ч$	Напряжение, В	Потребляемая мощность, кВт	Масса песка, кг
Ibiza 404	до 30	6	220	0,37	50
Ibiza 406 с верхним подсоединением	до 30	6	220	0,37	50
Ibiza 406 с боковым подсоединением	до 30	6	220	0,37	50
Ibiza 506 с верхним подсоединением	до 50	10	220	0,71	90
Ibiza 506 с боковым подсоединением	до 50	10	220	0,71	90
Ibiza 606 с верхним подсоединением	до 70	16	220	1,10	125
Ibiza 606 с боковым подсоединением	до 70	16	220	1,10	125
BL-760C	до 110	22	220-380	1,45	250
BL-990C	до 150	30	400	3,00	325

Таблица 2.38

Фильтровальные насосные установки типа TTO и TLO

Модель	Объем бассейна, $м^3$	Производительность, $м^3/ч$	Напряжение, В	Потребляемая мощность, кВт	Масса песка, кг
TTO 406.33B	до 30	6	220	0,37	50
TLO 526.71B	до 30	10	220	0,70	90

Таблица 2.39

Фильтровальные насосные установки производства БЕНКЕ (Германия)

Модель	Объем бассейна, $м^3$	Производительность, $м^3/ч$	Напряжение, В	Потребляемая мощность, кВт	Масса песка, кг
Кристалл (Германия)	до 25	5	230	0,37	50
	до 50	10	230	0,5	75
	до 65	13	230	0,75	75
	до 100	20	230÷400	1,0	150
	до 150	30	400	1,4	225

Таблица 2.40

Навесные фильтровальные насосные установки производства ГРАФ (Испания)

Обьем, $м^3$	Производительность, $м^3/ч$	Напряжение, В	Потребляемая мощность, Вт	Масса, кг
до 25	5	220	240	50
до 35	7	220	370	50
до 45	9	220	550	75

Песковые фильтровальные установки для бассейнов фирмы WILO (Германия) имеют следующие технические характеристики.

SF7: объем бассейна до 50 $м^3$; мощность двигателя – 0,81 кВт; масса песка – 90 кг; подача 1÷12 $м^3/ч$; напор 17 ÷ 4 м.

SF14: объем бассейна до 90 $м^3$; мощность двигателя – 1,58 кВт; масса песка – 180 кг; подача 1÷20 $м^3/ч$; напор 17÷4 м.

Справочник по гидравлике

Таблица 2.41

Насосы производство КРИПСОЛ (Испания)

Модель	Производительность, $м^3/ч$ H = 10 м вод. столба	Потребляемая мощность, кВт
OK 33	6	0,37
OK 71	10	0,70
OK 100	16	1,1
KS 150	22	1,45
KS 300	30	3,0
KAP 250	40	2,3
KAP 300	48	2,76
KAP 350	68	3,26
KAP 450	78	4,04
KAP 550	88	4,71
KA 250	40	2,3
KA 300	45	2,76
KA 350	70	3,26
KA 450	78	4,04
KA 550	88	4,71
Насос чугунный KRF 550	111	4,9
Насос бронзовый KRB 550	111	4,9

Таблица 2.42

Насосы для систем гидромассажа

Модель	Производительность, $м^3/ч$	Напряжение, В	Потребляемая мощность, кВт
KS-300	30	380	2,2
KRH-400	67	380	3
KRF-550	110	380	4
KAP-350	68	380	3,26

Таблица 2.43

Насосы для искусственного течения JET SWIM (Швеция)

Напряжение, В	Мощность, кВт	Производительность, $м^3$/час	Скорость течения, м/с
380	2,2	54	1,3
380	4	78	2,2

Таблица 2.44

Насосы для противотока стационарные HIDROJET

Обьем потока, $м^3/ч$	Мощность, кВт	Напряжение, В
40	2,5	220
40	2,5	380
45	3,0	380
70	3,5	380
78	4,5	380
88	5,5	380

Таблица 2.45

Навесные насосные установки для противотока BADU JET (Германия)

Модель	Производительность, $м^3/ч$	Напряжение, В	Мощность, кВт	Скорость течения, м/с
Standart (1ф)	25	230	1,4	0,8
Standart с прожектором(1ф)	25	230	1,7	0,8
Impuls (1ф)	40	230	2,1	1,1
Impuls (3ф)	40	400	2,05	1,1
Impuls с прожектором 300W	40	400	2,35	1,1
Swing (1ф)	54	230	3,0	1,15
Swing (3ф)	58	400	3,3	1,2
Swing с прожектором (3ф)	58	400	3,6	1,2
Action (3ф)	75	400	3,65	1,4
Action с прожектором	75	400	3,95	1,4

2.18.8. Насосы для понижения уровня грунтовых вод

При строительстве различных объектов, например, при удалении земли под фундамент объекта и низком уровне грунтовых вод или при сложных метеоусловиях, в котловане объекта собирается значительное количество воды. Для удаления воды используют различные типы насосов, устанавливаемых на различных установках.

Ниже в таблицах 2.46, 2.47 приведены технические показатели для водоотливных и водопонижающих установок [70], которые используют для откачки чистой и загрязненной воды из мелких водоемов, траншей, колодцев.

Справочник по гидравлике

Таблица 2.46

Технические данные передвижных самовсасывающих центробежных водоотливных насосов

Показатель	Марка насоса				
	С-245	С-665	С-666	С-774	С-798
Подача насоса, $м^3/ч$	100	120	120	50	50
Давление, кПа	196	196	196	196	196
Максимальная высота всасывания, м	6	6	6	6	6
Продолжительность всасывания, мин	5	3	3	3	3
Диаметр рукава, мм	100	100	100	75	75
Двигатель: марка мощность, кВт	 Т-62-1 9,6	 УД-2 5,9	 АО-52-2 7 	 Д-300 3,7	 АО-42-2 2,9
Частота вращения, $мин^{-1}$	1200	3000	2830	3000	2830
Основные размеры, мм: длина ширина высота	 1200 915 900	 1240 600 1050	 1340 700 1010	 855 295 790	 940 385 700
Масса (с тележкой и рукавами), кг	260	290	260	150	130
Завод-изготовитель	Андижанский машиностроительный	Кусинский машиностроительный			

Таблица 2.47

Технические данные водопонижающих установок

Показатель	Марка установки		
	ЛИУ-5	ЛИУ-6	ЭН-70
Подача насоса, $м^3/ч$	120	140	180
Максимальное давление, кПа	390	343	85
Вакуумметрическая высота всасывания, м	8	8	5
Коэффициент полезного действия насоса	0,6	0,78	0,7
Диаметр патрубков, мм: всасывающего нагнетающего	 150 125	 150 125	 150 250
Электродвигатель: мощность, кВт Частота вращения, $мин^{-1}$ Масса насоса (общая), кг	 20 1450 670	 22 1500 760	 75 1475 10500
Завод-изготовитель	Московский санитарно-технического оборудования № 3		Тульский опытный насосно-бурового оборудования

Установка УВ-1: базовая машина – трактор ДТ-75; насос С-245; подача – 100 $м^3/ч$; напор – 16 м; высота всасывания – 6 м.

Установка УВ-2: базовая машина – трактор Т-40 (МТЗ-80); насос С-245; подача – 100 $м^3/ч$.

2.18.9. Насосы для перекачки различных жидкостей

Ниже в таблицах 2.48, 2.49 приведены технические показатели насосов, которые используются для перекачки различных жидкостей. Приводятся только основные показатели насосов, например, подача насоса Q, напор H.

Справочник по гидравлике

Таблица 2.48

Нефтяные насосы

Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$	Напор, м
4НК-5*1	50	60	НКВ 360/200	360	200	АДМ 10000-210	10 000	210
5НК-5*1	70	108	НКВ 600/320	600	320	НМ7000-210	7 000	210
5НК-9*1	70	54	НКВ 360/320	360	320	НМ3600-230	3 600	230
6НК-6*1	90	125	НК 65/35-70С,Х,Н	65/35	70	НМ2500-230	2 500	230
6НК-9*1	120	65	НК 65/35-240С,Х,Н	65/35	240	НМ 1250-260	1 250	260
4IН6*2А,М	130	260	НК 200/120С,Х,Н	200	120	НМ710-280	710	280
НЧ-5/170-1	5	170	НПС65/35-500С	65/35	500	НМ500-300	500	300
2НЭ	10	7	НПС120/65-750С	120/65	750	НМ360-460	360	460
НК 12/40	12	40	НПС200/700-С	200	700	НМ180-500	180	500
НК 65/ 125	65	125	НСД210/700	210	700	НМ125-550	125	550
НК 210/80	210	80	НВ-50/50	50	50	НПВ300-60	300	60
НК 200/210	200/120	210	5Н-5*4	98	320	14НДсН	1 260	37
НК 200/370	200	370	8НД6*1	202	100	8НДВ-НМ	720	89
НК 360/80	360	80	10НД6*1	485	54	12НДСНМ	1 260	64
НК 560/120А	560	120	20НА-22*3	600	65	6НГМ7*2	149	200
НКВ 360/125	360	125	I2НА-9*4	80	43	НПВ1250-60	1 250	60
НКВ 600/1 25	600	125	12НА-22*6	150	54	НПВ2500-80	2 500	80
НК 560/I80А	560	180	НМ10000-210	10000	210	НПВ3600-90-1	3 600	90

Таблица 2.49

Химические насосы

Тип насоса	Расход, $м^3/ч$; напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$; напор, м	Тип насоса	Расход, $м^3/ч$; напор, м
ХМ32-20-125К	3,15/25	Х100-65-250К	100/80	АХ65-40-200К	25/50
Х50-32-125Д	12,5/20	Х100-65-315К	100/125	АХ100-65-315К	50/32
Х65-50-125Д	25/20	Х100-80-160К	100/32	АХ100-65-400К	50/50
Х65-50-125Д-С	25/20	Х100-80-160Д-С	100/32	АХ125-100-400К	125/50
Х65-50160Т-55	25/32	Х100-80-160Д-С	100/32	АХ150-125-3I5К	200/32
Х65-160Т- С	25/32	Х100-80-160Д	90/33	АХ200-150-400Н	315/50
Х80-50-160Д	50/32	Х100-80-160К-55	100/32	АХО40-25-160К-СД	6,3/42
Х80-50-160Д-С	50/32	Х100-80-160К-55	100/32	ХО80-50-200К	50/50
ХЕ80-50-200К-55	45/54	Х100-80- 60 К-55	100/32	ХО80-50-250К	50/80
Х80-50-200К	50/50	Х100-80-160К-СД	100/32	ХО80-50-315К	50/125
Х80-50 250К	50/80	Х150-125-315К	200/32	ХО100-80-160К	100/32
Х80-50-200К	50/50	Х150-I25-400К	200/50	ХО100-65-200К	100/50
Х80-50-250К	50/80	Х280/29Е-СД	280/29	ХО100-65-250К	100/80
Х80-65-160Р- СД	50/32	АХ 3/I5	3/15	ХО150-125-315	200/32
Х80-65-160Т-55	50/32	АХ40-25-l60К-55	6,3/42	Х-Е 50-32-125Д-С	12,5/20
Х100-65-200К	100/50	АХ50-32-200К	12,5/50	Х-Е 65-50-160	25

Справочник по гидравлике

2.19. НАСОСЫ И НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ

В последние годы на рынке России представлено значительное количество различных типов насосов производства иностранных фирм. Внедрение этих насосов во многие отрасли промышленности осуществляется, как правило, различными организациями. Насосы небольшой потребляемой мощности реализуются и через торговую сеть, которая предоставляет потребителю ограниченное число сведений о насосе: напор – H, подача – Q и цена насоса. В продаже, как правило, предлагаются циркуляционные насосы, т. е. насосы, предназначенные для работы в замкнутом контуре и имеющие небольшую потребляемую мощность.

Материал для этого раздела предоставлен автору представителями фирм при личных встречах (автор выражает им свою признательность), а также на российских и международных выставках.

Укажем следующие особенности насосов, выпускаемых иностранными фирмами:

в корпусах иностранных насосов устанавливается значительно большее количество рабочих колес (2 – 10) (в отечественных — 2 – 3 рабочих колеса – основное, обточка *а, б*);

для расчета величины геометрической высоты установки насоса в паспорте приводится кавитационный показатель *NPSH* – необходимый кавитационный запас, м (см. рис. 2.109);

NP – стандартный консольный насос; 40 – условный проход на фланцах, мм; 160 – диаметр рабочего колеса насоса, мм.

максимальная высота всасывания в этом случае расчитывается по следующей формуле:

$$Z = p_0 \cdot 10{,}2 - NPSH - h_w - h_п - \Delta Z,$$

где p_0 – атмосферное давление, в барах; может приниматься равным 1 бару для незамкнутых систем;

NPSH – кавитационный запас; определяется по диаграмме характеристик насоса при максимальной подаче;

h_w – потери во всасывающей магистрали при максимальной подаче, в м;

$h_п$ – давление насыщенных паров рабочей жидкости, в м

$$\left(h_п = \frac{P_п}{\gamma} \right);$$

ΔZ – минимальный гарантированный запас, 0,5 м.

В случае положительного значения Z насос может работать на соответствующей высоте всасывания. В случае отрицательного значения Z необходимо принять меры по исключению возможности возникновения кавитации в насосе.

2.19.1. Насосы фирмы GRUNDFOS (Германия)

Фирма GRUNDFOS известна во всем мире как надежный поставщик высококачественных насосов, насосных систем и принадлежностей к ним. Фирма предлагает значительное количество типов насосов для различных целей:

инженерно-техническое обеспечение зданий. Фирма является крупнейшим производителем циркуляционных насосов для систем отопления, водоснабжения, кондиционирования жилых домов, заводов и др; сюда можно отнести установки для повышения давления, устанавливаемые в зданиях, в которых велик расход воды;

промышленная техника. Фирма производит насосы для питания водой котлов, обеспечения мойки и промывки изделий, водоподготовки, для подачи охлаждающей жидкости и смазки станков и др.;

водоснабжение. Насосы фирмы используют для водоснабжения различных объектов, индивидуальных домов, для полива полей и садов и др; при отсутствии электричества некоторые типы насосов используют для своей работы солнечную энергию;

техника для охраны окружающей среды. Насосы фирмы могут использоваться для откачки загрязненных вод, а также для отбора проб из источника и др.

Фирма самостоятельно производит все изделия – от проектирования и выпуска отдельных элементов до завершающей сборки; имеет свой технологический центр, который разрабатывает новые технологии изготовления насосного оборудования. Фирма располагает производствами на трех континентах и имеет представительства во многих странах мира.

В табл. 2.50. приводятся технические показатели различных типов насосов, выпускаемых фирмой GRUNDFOS [74]. Некоторые показатели насосов приведены в табл. 2.51.

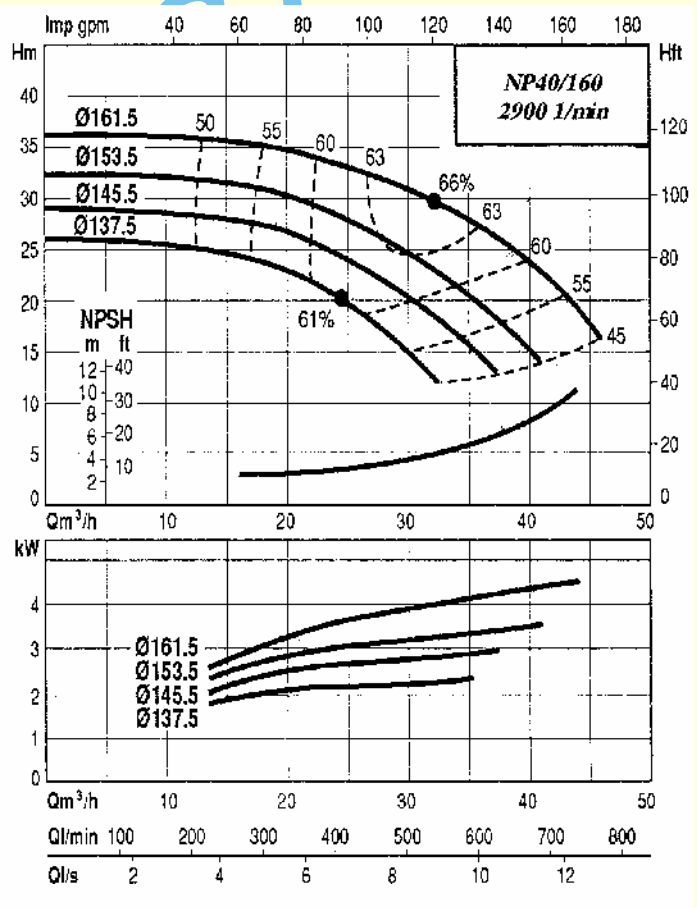
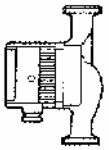
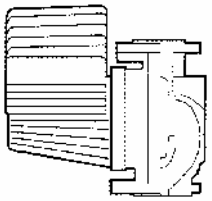
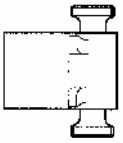
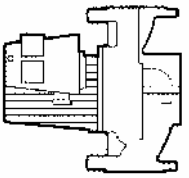
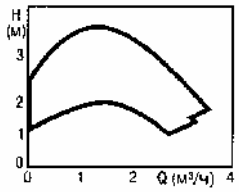
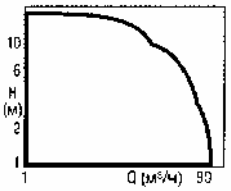
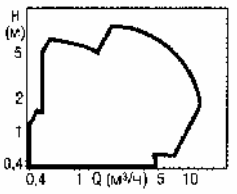
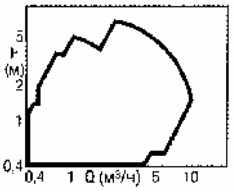
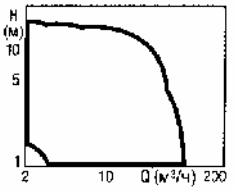


Рис. 2.109. Характеристика насоса фирмы WILO типа NP40/160

Справочник по гидравлике

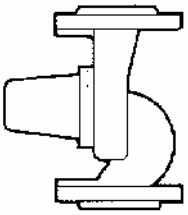
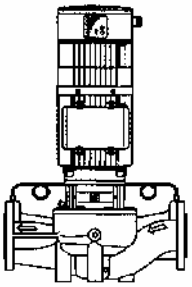
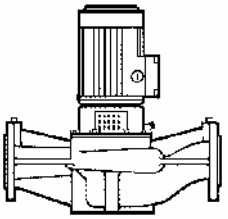
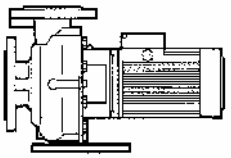
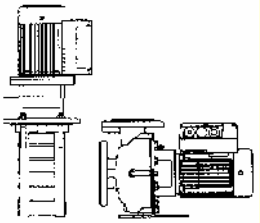
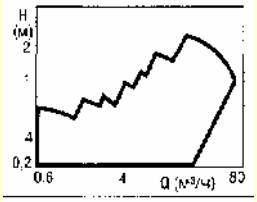
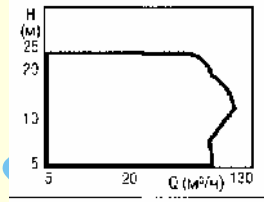
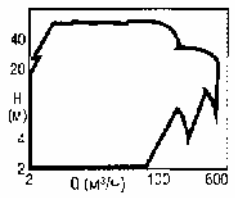
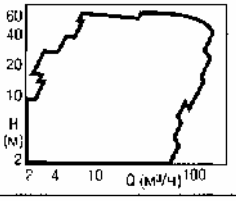
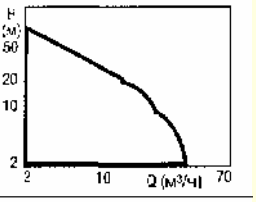
Таблица 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Циркуляционные насосы с электронным регулированием для систем отопления	Циркуляционные насосы с электронным регулированием для систем отопления	Регулируемые циркуляционные насосы для систем отопления	Циркуляционные насосы	Циркуляционные насосы серии 200 с электрическим регулированием, DN 32-100
				
Серия UPE серии 100	**Серия** UPE серии 2000 PMS 2000	**Серия** UP/UPS серии 100	**Серия** UPN UP UPS ... B	**Серия** UPS UPSD
				
Диапазон мощности Q – до 2,7 м³/ч H – до 4,5 м t° – до 110°C p – до 10 бар	**Диапазон мощности** Q – до 90 м³/ч H – до 12 м t° – до 110°C p – до 10 бар	**Диапазон мощности** Q – до 10 м³/ч H – до 8 м t° – до 110°C p – до 10 бар	**Диапазон мощности** Q – до 10 м³/ч H – до 8 м t° – до 110°C p – до 10 бар	**Диапазон мощности** Q – до 100 м³/ч H – до 18 м t° – до 140°C p – до 10 бар
Использование Преимущественно в двухтрубных системах отопления с термостатными вентилями.	**Использование** В любых системах отопления.	**Использование** В любых системах отопления и подачи холодной воды.	**Использование** В любых системах перекачивания технической воды.	**Использование** В любых системах отопления и перекачивания холодной и технической воды.

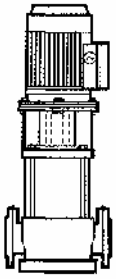
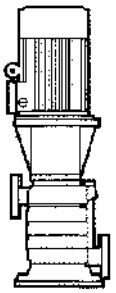
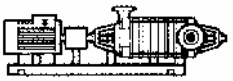
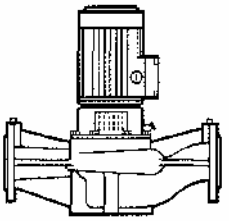
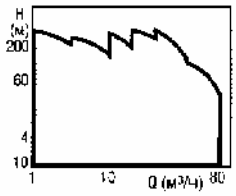
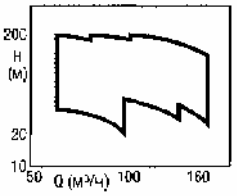
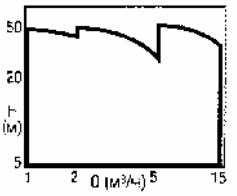
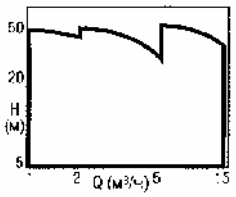
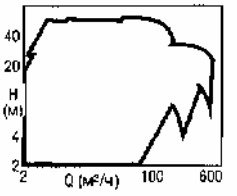
Продолжение таблицы 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Циркуляционные насосы R 1¼ - DN 125	Насосы (с „сухим" ротором) с электронным регулированием	Насосы типа „Инлайн"	Блочные насосы	Насосы оснащенные электродвигателями с электронным регулированием
				
Серия GD	**Серия** TPE серии 2000	**Серия** TP TPD LM/LP, CLM LMD, LPD, CDM	**Серия** DNM/DNP	**Серия** UMTE/UPTE LME/LPE DNME/DNPE CRE/CRNE, CHIE SPKE, CRKE
				
Диапазон мощности Q – до 80 м³/ч H – до 2,4 м t° – до 140° C p – до 10 бар **Использование** в любых системах перекачивания холодной воды	**Диапазон мощности** Q – до 110 м³/ч H – до 24 м t° – до 170° C p – до 16 бар **Использование** В любых системах отопления и перекачивания холодной и технической воды	**Диапазон мощности** Q – до 600 м³/ч H – до 60 м t° – до 140°C p – до 16 бар **Использование** В любых системах отопления и перекачивания холодной и технической воды	**Диапазон мощности** Q – до 160 м³/ч H – до 64 м t° – до 140°C p – до 16 бар **Рабочие жидкости** Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, без абразивных или длинноволокнистых включений	**Диапазон мощности** Q – до 60 м³/ч H – до 100 м t° – до 140°C p – до 25 бар **Рабочие жидкости** Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, без абразивных или длинноволокнистых включений

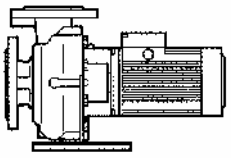
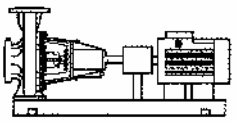
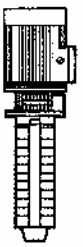
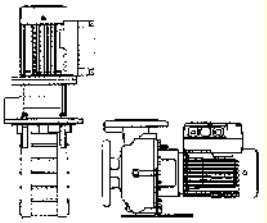
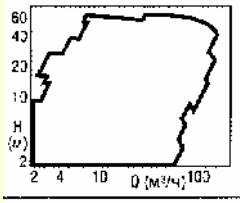
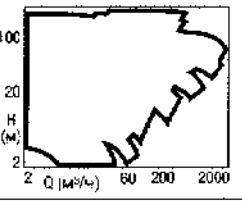
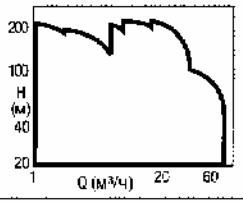
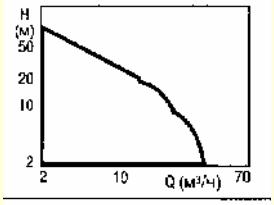
Продолжение таблицы 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Центробежные насосы высокого давления	Центробежные насосы высокого давления	Горизонтальные многоступенчатые центробежные насосы	Центробежные насосы высокого давления	Насосы типа „Инлайн"
				
Серия CR CRN	**Серия CV**	**Серия CH CHI**	**Серия CPHB CPH**	**Серия LM/LP CLM**
				
Диапазон мощности Q – до 80 м³/ч H – до 250 м t° – до 120°C p – до 25 бар	**Диапазон мощности** Q – до 165 м³/ч H – до 205 м t° – до 120°C p – до 20 бар	**Диапазон мощности** Q – до 14 м³/ч H – до 60 м t° – до 110°C p – до 10 бар	**Диапазон мощности** Q – до 500 м³/ч H – до 300 м t° – до 110°C p – до 30 бар	**Диапазон мощности** Q – до 600 м³/ч H – до 60 м t° – до 140°C p – до 16 бар
Рабочие жидкости Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, лишенные абразивных или длинноволокнистых включений.	**Рабочие жидкости** Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, лишенные абразивных или длинноволокнистых включений.	**Рабочие жидкости** Чистая, техническая вода, или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, лишенные абразивных или длинноволокнистых включений.	**Рабочие жидкости** Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, лишенные абразивных или длинноволокнистых включений.	**Рабочие жидкости** Чистая, техническая вода, или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, лишенные абразивных или длинноволокнистых включений.

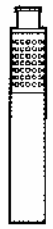
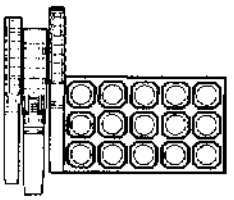
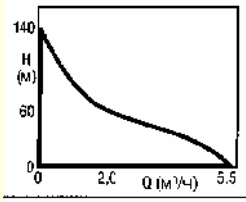
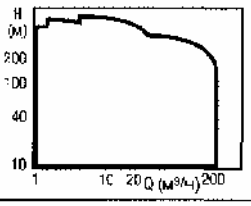
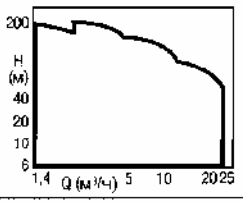
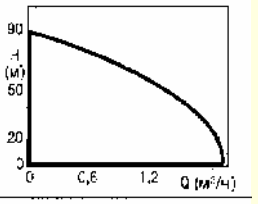
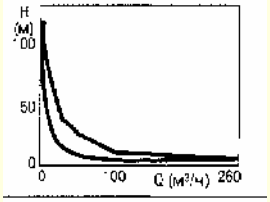
Продолжение таблицы 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Блочные насосы	Стандартные насосы по DIN 24 255	Погружные насосы	Насосы оснащенные электродвигателями с электронным регулированием
			
Серия DNM/DNP	**Серия NK**	**Серия SPK CHK CRK**	**Серия UMTE/UPTE LME/LPE DNME/DNPE CRE/CRNE, CHIE SPKE, CRKE**
			
Диапазон мощности Q – до 160 м³/ч H – до 64 м t° – до 140°C p – до 16 бар **Рабочие жидкости** Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, лишенные абразивных или длинноволокнистых включений.	**Диапазон мощности** Q – до 2000 м³/ч H – до 150 м t° – до 160°C p – до 16 бар **Рабочие жидкости** Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие жидкости без абразивных или длинноволокнистых включений.	**Диапазон мощности** Q – до 95 м³/ч H – до 250 м t° – до 110°C p – до 25 бар **Рабочие жидкости** Конденсат, горячая или холодная вода, маловязкие масла, смазочно-охлаждающие жидкости, эмульсии для сверления.	**Диапазон мощности** Q – до 60 м³/ч H – до 100 м t° – до 140°C p – до 25 бар **Рабочие жидкости** Чистая, горячая и техническая вода, конденсат или маловязкие без примеси минеральных масел жидкости, лишенные абразивных или длинноволокнистых включений.

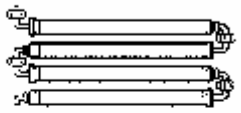
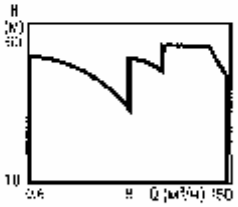
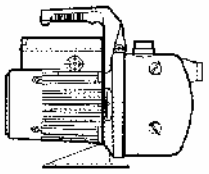
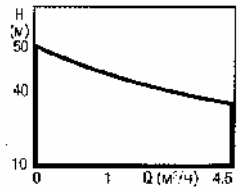
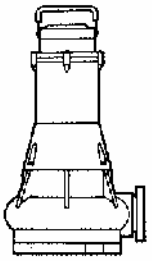
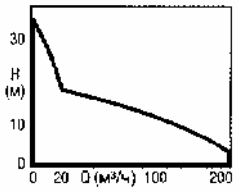
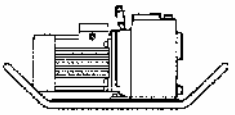
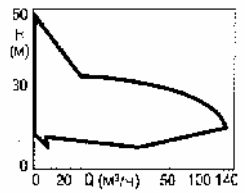
Продолжение таблицы 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Трехдюймовые скважинные насосы	Погружные насосы из хромоникелевой стали	Специальные насосы для экологической техники	Специальные насосы для контроля грунтовых вод	Насосные системы, работающие на солнечной энергии
				
Серия JetSub	**Серия SP SP-N SP-R**	**Серия SPE**	**Серия MP 1**	**Серия SPS**
				
Диапазон мощности Q – до 5,8 м³/ч H – до 140 м t° – до 30°C **Рабочие жидкости** Скважинная вода	**Диапазон мощности** Q – до 280 м³/ч H – до 650 м t° – до 40°C Специальное исполнение для повышенных температур **Рабочие жидкости** Скважинная и колодезная, термальная и минеральная вода	**Диапазон мощности** Q – до 20 м³/ч H – до 175 м t° – до 40° C Специальное исполнение для повышенных температур **Рабочие жидкости** фильтрационные и отработанные воды в зоне свалок, а также сточные воды	**Диапазон мощности** Q – до 2,5 м³/ч H – до 98 м t° – до 35° C **Рабочие жидкости** Дренажная и грунтовая вода	**Диапазон мощности** Q – до 200 м³/сутки H – до 120 м t° – до 40° C Специальное исполнение для повышенных температур **Рабочие жидкости** Скважинная вода

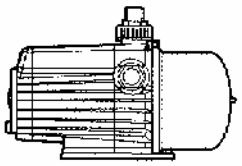
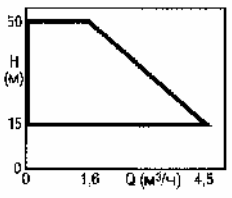
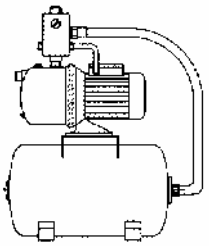
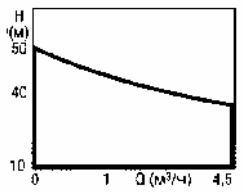
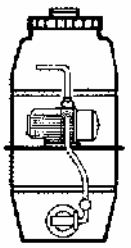
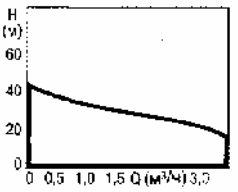
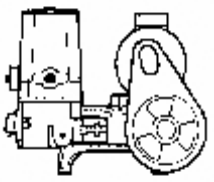
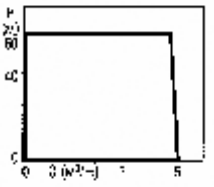
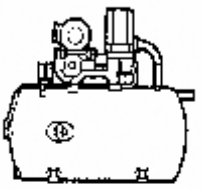
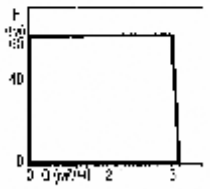
Продолжение таблицы 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Модули высокого давления  **Серия BM** **BME/BMET**  **Диапазон мощности** Q – до 95 м³/ч H – до 69 м t° – до 40°C Специальные типоразмеры по заказу **Использование** Холодная вода, техническая и богатая вода.	Струйные насосы для сада, дома и двора  **Серия JP**  **Диапазон мощности** Q – до 4,5 м³/ч H – до 48 м t° – до 55°C Макс. высота всасывания 8 м p – до 6 бар **Использование** Вода с поверхности и колодезная вода, а также маловязкие жидкости без абразивных и длинноволокнистых включений.	Грязевые и канализационные насосы, подъемные установки  **Серия KP** **AP** **AP-G** **APL/APLD** **SOLOLIFT**  **Диапазон мощности** Q – до 130 м³/ч H – до 35 м t° – до 60°C **Использование** Грязевые и канализационная жидкости, фекалии.	Самовсасывающие насосы для загрязненной воды  **Серия POMONA**  **Диапазон мощности** Q – до 130 м³/ч H – до 49 м t° – до 100°C p – до 6 бар **Использование** Вода с примесями шлама, грязи или песка.

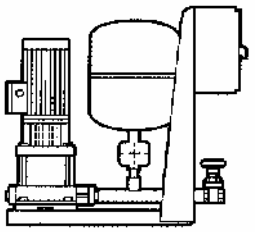
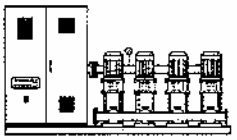
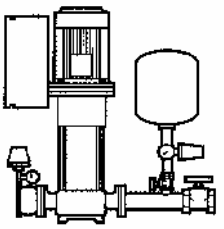
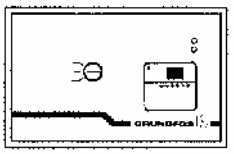
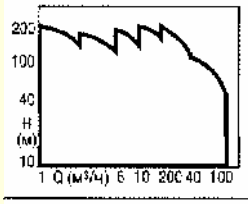
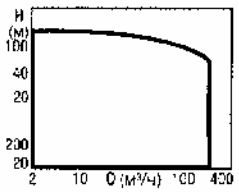
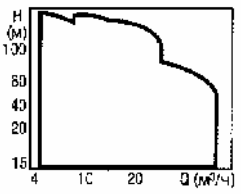
Продолжение таблицы 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Станция бытового водоснабжения  **Серия JetpaQ**  **Диапазон мощности** Q – до 4,5 м³/ч H – до 50 м t° – до 40°C **Рабочие жидкости** Питьевая и техническая вода	Станция бытового водоснабжения  **Серия Hydrojet**  **Диапазон мощности** Q – до 4,5 м³/ч H – до 48 м t° – до 55°C p – до 6 бар **Рабочие жидкости** Питьевая и техническая вода	Установка для использования дождевой воды  **Серия Hydrorain**  **Диапазон мощности** Q – до 4.5 м³/ч H – до 50 м t° – до 40°C p – до 6 бар **Рабочие жидкости** Питьевая и техническая вода	Поршневые насосы  **Серия WL** **WN**  **Диапазон мощности** Q – до 5 м³/ч H – до 60 м t° – до 50°C p – до 6 бар **Рабочие жидкости** Питьевая и техническая вода, морская вода	Бытовые насосные агрегаты  **Серия FILIA** **FILIUS**  **Диапазон мощности** Q – до 3 м³/ч H – до 60 м t° – до 50°C p – до 6 бар **Рабочие жидкости** Питьевая и техническая вода, морская вода

Продолжение таблицы 2.50

Насосы фирмы GRUNDFOS

Установки для водоснабжения	Установки повышения давления	Установки для пожаротушения	Системы управления и регулирования для циркуляционных насосов с погружным («мокрым») ротором приводного электродвигателя
			
Серия HYDROMONO  **Диапазон мощности** Q – до 80 м³/ч H – до 240 м t° – до 40°C Более высокие температуры по заказу p – до 25 бар **Рабочие жидкости** Питьевая и техническая вода.	**Серия HYDROMULTI CR HYDROMULTI CHI HYDRO 2000**  **Диапазон мощности** Q – до 360 м³/ч H – до 145 м t° – до 40°C p – до 16 бар **Рабочие жидкости** Питьевая и техническая вода.	**Серия HYDROPAC**  **Диапазон мощности** Q – до 72 м³/ч H – до 174 м t° – до 40°C p – до 25 бар **Рабочие жидкости** Вода и другие маловязкие жидкости без абразивных или длинноволокнистых включений.	**Серия DELTACONTROL** ■ DP 222, DPD 222: переключение частоты вращения либо регулирование по постоянному перепаду давления для насосов с макс. током 3,2 А. ■ SD 222: коммутационное устройство для сдвоенных насосов с макс. током 5 А. **Области применения** Регулирование, управление и контроль циркуляционных насосов, приведение их производительности в соответствие с параметрами систем циркуляции.

Дополнительно с показателями насосов можно ознакомиться в табл. 2.53.

2.19.2 Насосы фирмы WILO (Германия)

Немецкая фирма WILO приобрела мировую известность благодаря разработке, созданию и внедрению многих типов насосов и насосного оборудования. Фирма имеет шесть производственных центров, поставляет продукцию во многие страны мира.

Фирма предлагает широкий спектр насосов и насосного оборудования:

насосы с мокрым ротором для систем отопления;

насосы с сухим ротором;

насосы для систем с использованием солнечной энергии;

насосы для водоснабжения;

насосное оборудование для скважин;

центробежные насосы высокого давления для промышленности и инженерной сети зданий;

дренажные насосы;

шахтные насосные установки;

оборудование для бассейнов;

приборы управления, регулирования и др. [79].

Первое дочернее предприятие открыто в России в 1997 г.

В качестве примера на рис. 2.110. и 2.111. приведены сводные графики полей консольных насосов, выпускаемых фирмой. С показателями насосов можно ознакомиться также в табл. 2.51.

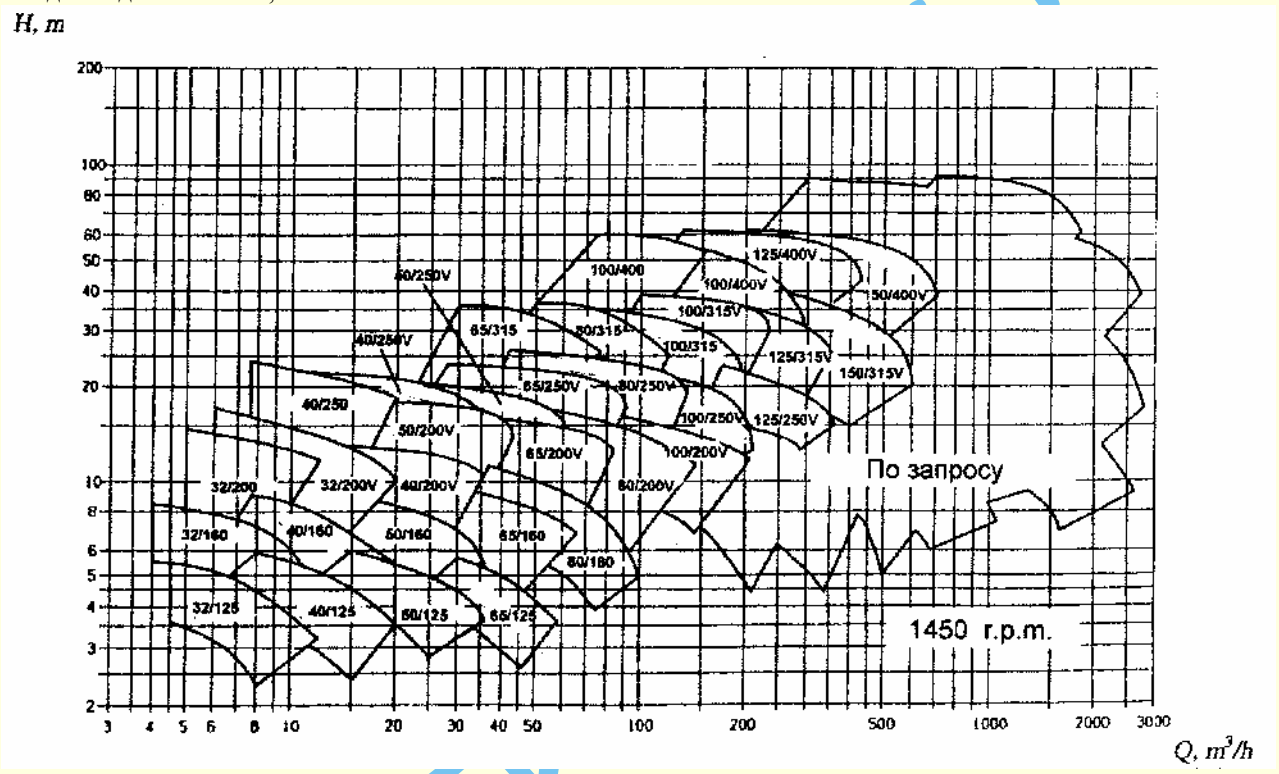


Рис. 2.110. Сводный график полей $Q - H$ консольных насосов фирмы WILO при n = 1450 об/мин

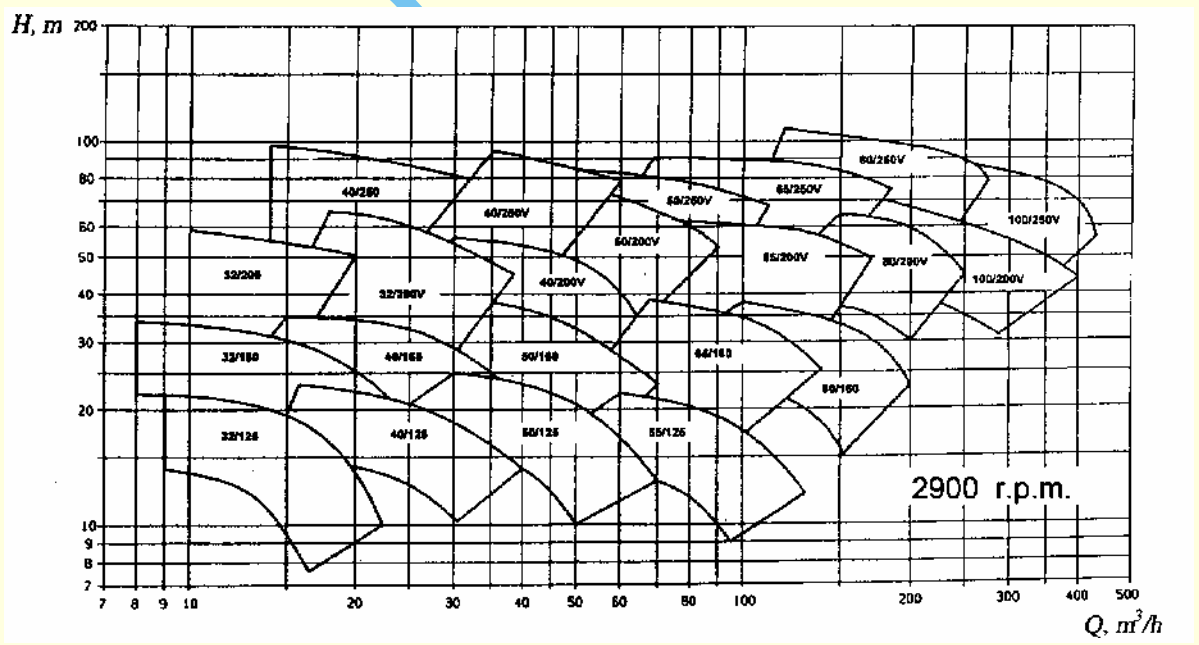


Рис. 2.111. Сводный график полей $Q - H$ консольных насосов фирмы WILO при n = 2900 об/мин

Таблица 2.51

Показатели насосов фирм DAB, GRUNDFOS, WILO

Насосы DAB				Насосы GRUNDFOS				Насосы WILO			
Модель насоса DAB	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса GRUNDFOS	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса WILO	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт
Циркуляционные насосы											
VEA 35/…	2	2,5	0,08	UPE 25-25	2	2,4	0,095				
A 20/180 XM	2	1,5	0,08	UPS 25-20	1	1,2	0,07				
VA 35/180M	1,5	2,8	0,08	UPS 25-40	1,5	2,5	0,08	Wilo-Spar-RS 25/60 r	1,5	2,7	0,08
VA 55/180M	1,5	3,5	0,09					Wilo-Spar-RS 25/70 r	1,5	4,2	0,11
A 65/180M	2	4,2	0,1	UPS 25-60	2	3,5	0,1				
A 65/180XM	2	4,2	0,1	UPS 32-60	2	3,5	0,1				
A 50/180 XM	4,5	4	0,16					Wilo-Top-S 30/7	4	4,8	0,2
A 50/180 XT	4,5	4,5	0,25					Wilo-Top-S 30/7	3,5	5,5	0,29
A 80/180XM	5	5	0,24	UPS 32-80	6	4	0,25				
B 56/250.40M	6	4,5	0,26	UPS 40/50F	5	3,5	0,15				
B 56/250.40T	6	4,5	0,31	UPC 32-60	6	4,3	0,23				
BM 30/250.40T	4	2,5	0,19					Wilo-P 40/100 r	6	2,2	0,63
BM 30/280.50T	7	2,7	0,3					Wilo-P 50/125 r	10	3	0,58
BM 60/280.50T	10	4,5	0,46					Wilo-P 50/160 r	10	5,5	0,75
BM 60/340.65T	15	4	0,5					Wilo-P 65/125 r	15	4,2	0,39
BM 60/360.80T	25	5	0,7					Wilo-P 80/125 r	20	4,8	0,4
BP 60/250.40M	6	5,5	0,35					Wilo-Top-S 40/7	6	6,5	0,58
BP 60/250.40T	7	6	0,38	UPC 40-60	8	4,5	0,29	Wilo-Top-S 40/7	6	6,5	–
BP 120/250.40T	9	8,5	0,59	UPC 40-120	10	7,5	0,55	Wilo-Top-S 40/10	8	8,5	0,38
BP 60/280.50M	12	6,3	0,63					Wilo-Top-S 50/4	12	3	0,65
BP 60/280.50T	10	4,5	0,68	UPC 50-60	12	4,5	0,38	Wilo-Top-S 50/7	12	6,5	0,96
BP 120/280.50T	18	8,5	1,04	UPC 50-120	17,5	8	0,94	Wilo-Top-S 50/10	18	7,5	0,6
BP 60/340.65T	14	4,2	0,94	UPC 65-60	17,5	4,2	0,48	Wilo-Top-S 65/7	18	4,5	1,64
BP 120/340.65T	25	8,5	1,3	UPC 65-120	25	8,5	1,36	Wilo-Top-S 65/13	25	9,5	1,68
BP 120/360.80T	35	10	1,9	UPC 80-120	35	9	2,02	Wilo-Top-S 80/10	35	7,5	0,39
DP 60/250.40M	6	5,5	0,35					Wilo-Top-SD 40/7	6	6,5	0,4
DP 60/250.40T	7	6	0,38	UPCD 40-60	8	4,5	0,29	Wilo-Top-SD 40/7	6	6,5	0,58

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.51

Насосы DAB				Насосы GRUNDFOS				Насосы WILO			
Модель насоса DAB	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса GRUNDFOS	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса WILO	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт
DP 120/250.40T	9	8,5	0,59	UPCD 40-120	10	7,5	0,55	Wilo-Top-SD 40/10	8	8,5	0,65
DP 60/280.50T	10	4,5	0,68	UPCD 50-60	12	4,5	0,38	Wilo-Top-SD 50/7	12	6,5	0,96
DP 120/280.50T	18	8,5	1,04	UPCD 50-120	17,5	8	0,94	Wilo-Top-SD 50/10	18	7,5	1,64
DP 120/340.65T	25	8,5	1,3	UPCD 65-120	25	8,5	1,36	Wilo-Top-SD 65/13	25	9,5	1,68
DP 120/360.80T	35	10	1,9	UPCD 80-120	35	9	2,02	Wilo-Top-SD 80/10	35	7,5	0,03
S 8/150 M	1	0,5	0,05					Wilo-Z20	1	0,7	0,05
S 35/150 M	1,5	2,5	0,07					Wilo-Z25	1,5	1,7	0,55
KLP 40/900	10	6,5	0,57					IPn 40/160-0,55/4	10	6,5	0,55
KLM 50/600	15	3,5	0,25					IPn 50/125-0,55/4	15	3,5	0,55
KLP 50/900	20	5,5	0,75					IPn 50/160-0,55/4	20	5,5	0,55
KLM 65/600	20	3,5	0,37					IPn 65/125-0,55/4	20	3,5	0,75
KLP 65/900	25	6,5	1,1					IPn 65/160-0,75/4	25	6,5	1,5
KLP 65/1200	30	8,5	1,1					IPn 65/180-1,5/4	30	8,5	0,55
KLM 80/300	30	2,5	0,25					IPn 80/125-0,55/4	30	2,8	1,1
KLP 80/900	40	7	1,84					IPn 80/160-1,1/4	40	6	2,2
KLP 80/1200	45	9,5	1,84					IPn 80/180-2,2/4	45	9	2,2
CM 65/1280T	25	11,5	1,5	LM 65-200/187	25	11	1,5				
CM 65/1400T	25	13	2,2	LP 65-125/104	30	11	1,5	IPn 65/200-2,2/4	30	12	3
CM 80/1330	50	11,5	3					IPn 80/200-3/4	50	11	1,1
CM 80/1500T	50	13,5	3,7	LM 80-200/200	50	12	2,8				
CM 80/980	50	8	2,2	LM 80-160/168	50	8	2,2				
CM 80/1200	60	8,5	2,2	LM 80-200/187	60	9	2,2				
CM 80/1330	60	10,5	3	LM 80-200/200	60	11	3				
CM 80/1500	60	12,5	3,7	LM 80-200/210	60	13	4				
CM 100/750	50	6,2	1,5					IPn 100/160-1,1/4	50	4,8	2,2
CM 100/950	50	9	2,2	CLM 100/178	50	9	2,2	IPn 100/180-2,2/4	70	8	5,5
CM 100/1500	70	13	3,7	CLM 100/217	70	13	4				
CM 100/1800	80	15	5,5	CLM 100/225	80	13	5,5				

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.51

Насосы DAB				Насосы GRUNDFOS				Насосы WILO			
Модель насоса DAB	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса GRUNDFOS	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса WILO	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт
CM 125/1500	120	14	7,5	CLM 125/242	120	16	7,5				
CM 150/1000	160	7	5,5					IPn 150/200-5,5/4	160	8	1,1
CM 150/1250	175	10	7,5	CLM 150/216	175	10	7,5				
CM 150/1700	200	14	11	CLM 150/242	200	14	11				
CM 150/2100	250	16	15	CLM 150/264	250	16	15				
CM 150/2350	250	19	18,5	CLM 150/271	250	19	18,5				
CP 40/1900	10	15	0,75					IPn 40/125-1,1/2	10	16	1,5
CP 40/2700	10	24	1,5					IPn 40/140-1,5/2	10	22	2,2
CP 40/3500	12	31	2,2					IPn 40/160-2,2/2	12	29	1,5
CP 50/2200	12	16	1,1	LP 50-125/132	12	17,5	1,1				
CP 50/2600	12	22	1,5	LP 50-125/142	12	21	1,5	IPn 50/125-1,5/2	15	18	2,2
CP 50/3100	12,5	27	2,2	LP 50-160/152	12,5	25	2,2	IPn 50/140-2,2/2	15	25	
CP 50/4100	15	38	4	LP 50-200/185	15	40	4	IPn 50/160-3/2	18	30	3
Консольно-моноблочные насосы											
K 36/100	10	28	1,85	DNP 32-125/142	10	24	1,5				
K 36/200	14	30	2,2	DNP 32-160/165	14	31	3				
K 55/200	17	45	4	DNP 32-200/185	17	40	4				
K 14/400	24	15	1,85	DNP 40-125/104	24	13	1,5				
K 11/500	20	18	2,2	DNP 40-125/117	20	17	2,2				
K 18/500	24	24	3	DNP 40-160/154	24	27	4				
K 28/500	27	27	4	DNP 40-160/165	27	31	5,5				
K 40/400	23	38	5,5	DNP 40-200/189	23	38	5,5				
K 50/400	24	53	7,5	DNP 40-200/202	24	50	7,5				
K 30/800	42	35	7,5	DNP 50-160/161	42	33	7,5				
K 40/800	48	41	9,2	DNP 50-200/180	48	41	11				
K 60/800	50	55	15	DNP 50-200/202	50	52	15				
K 40/1600	100	45	18,5	DNP 65-200/191	100	45	22				
K 50/1600	100	52	22	DNP 65-200/210	100	57	30				
NKM-G 32--125 0-0,37 AA	12	5,8	0,37					Bn 32/160-0,55/4	12	5,4	0,55

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.51

Насосы DAB				Насосы GRUNDFOS				Насосы WILO			
Модель насоса DAB	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса GRUNDFOS	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса WILO	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт
NKM-G 40-125 6-0,25 AA	15	3,4	0,25					Bn 50/125-0,55/4	15	3,4	0,55
NKM-G 40-125 0-0,55 AA	24	4,8	0,55					Bn 50/160-0,55/4	24	4,8	0,55
NKM-G 40-160 3-0,75 AA	18	8,4	0,75					Bn 50/180-0,75/4	18	8,4	0,75
NKM-G 40-200 2-1,1 AA	20	11	1,1					Bn 50/200-1,1/4	20	11	1,1
NKM-G 40-200 0-1,5 AA	20	14,3	1,5					Bn 50/224-1,5/4	20	14,3	1,5
NKM-G 40-250 2-2,2 AA	25	17,5	2,2					Bn 50/250-2,2/4	25	17,5	2,2
NKM-G 50-125 1-0,75 AA	36	5	0,75					Bn 65/160-0,75/4	36	5	0,75
NKM-G 50-160 2-1,1 AA	40	7	1,1					Bn 65/180-1,5/4	40	7	1,5
NKM-G 50-250 0-4 AA	45	20	4					Bn 65/250-4/4	45	19	4
NKM-G 65-160 6-1,1 AA	50	5,7	1,1					Bn 80/160-1,1/4	50	5	1,1
NKM-G 65-160 3-1,5 AA	60	6,7	1,5					Bn 80/180-2,2/4	60	7	2,2
NKM-G 65-200 1-3 AA	60	13	3					Bn 80/224-4/4	60	13	3
NKM-G 65-250 0-5,5 AA	60	21	5,5					Bn 80/250-5,5/4	60	19	5,5
NKM-G 80-160 2-2,2 AA	80	6,8	2,2					Bn 100/180-2,2/4	80	6,2	2,2
NKM-G 80-160 0-3 AA	100	8	3					Bn 100/200-3/4	100	7,5	3
NKM-G 80-200 0-5,5 AA	100	14,5	5,5					Bn 100/250-5,5/4	100	16	5,5
NKM-G 100-200 2-5,5 AA	140	10,5	5,5					Bn 125/224-5,5/4	140	11	5,5
NKP-G 32-125 2-2,2 AA	20	21	2,2					Bn 50/140-2,2/2	20	22	2,2
NKP-G 40-160 1-7,5 AA	40	38	7,5					Bn 50/180-7,5/2	40	35	7,5
NKP-G 40-200 1-11 AA	40	53	11					Bn 50/224-15/2	40	61	15
NKP-G 50-160 3-7,5 AA	80	26	7,5					Bn 80/160-7,5/2	80	25	7,5
Самовсасывающие насосы											
JETINOX 90	4	44	0,55	JP 5	4	40	0,78	JET WJ 301 EM	2,5	30	1,1
JETINOX 110	6	46	1	JP 6	6	47	1,4	JET WJ 401 EM	4	23	1,3
KH 25/70 M	5	18	0,44					Economy MHE 603 M	5	20	0,6
KH 30/90 M	5	31	0,75					Economy MHE 604 M	5	28	0,8
Скважинные насосы											
CS4A-12 M	1	50	0,37	SP 1A-14	1	50	0,37				
CS4A-18 M	1	75	0,55	SP 1A-18	1	65	0,55				

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.51

Насосы DAB				Насосы GRUNDFOS				Насосы WILO			
Модель насоса DAB	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса GRUNDFOS	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса WILO	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт
CS4A-25 M	1	100	0,75	SP 1A-28	1	100	0,75				
CS4A-36 M	1	150	1,1	SP 1A-42	1	150	1,1				
CS4B-8 M	1,8	31	0,37	SP 2A-6	1,8	26	0,37				
CS4B-12 M	1,8	46	0,55	SP 2A-13	1,8	55	0,55				
CS4B-24 M	1,8	92	1,1	SP 2A-23	1,8	100	1,1				
CS4S-6 M	3	23	0,37	SP 3A-6	3	26	0,37				
CS4S-9 M	3	34	0,55	SP 3A-9	3	36	0,55				
CS4S-13 M	3	49	0,75	SP 3A-12	3	48	0,75	TWU 204 EM			
CS4S-19 M	3	72	1,1	SP 3A-18	3	70	1,1				
CS4D-4 M	4	18	0,37	SP 5A-4	4	18	0,37				
CS4D-6 M	4	28	0,55	SP 5A-6	4	27	0,55				
CS4D-8 M	4	38	0,75	SP 5A-8	4	34	0,75				
CS4D-13 M	4	60	1,1	SP 5A-12	4	55	1,1				
S4E-6 M	8	20	0,75	SP 8A-5	8	20	0,75				
S4E-8 M	8	27	0,94	SP 8A-7	8	28	1,1				
Дренажные насосы											
NOVA 200 M	4	4,5	0,22	KP 150-A1	4	3,5	0,3				
NOVA 300 M-A	4	5	0,22	KP 250-A1	4,5	5,5	0,48				
NOVA 600 M-A	8	6,5	0,55	KP 350-A1	8	6,5	0,75	Opti Drain TM 30-0,4 EM	12	6	0,4
DRENAG 900 M-A	16	7	1	AP 12.40.08.A1	16	7	0,8	Drain TS 40 H 90/5,5 EM	16	6	1
FEKA 700 M	12	3,8	0,6					Drain TP 50 F 82/5,5 EM	12	4	0,55
FEKA 800 M-A	16	4,5	0,75	AP 50.50.08.A1	16	4,5	0,8	Drain TP 50 F 90/7,5 EM	16	4,5	0,75
FEKA 900 M-A	20	5,5	1	AP 50.50.11.A1	20	5,5	1,1				
FEKA 2500.4T	24	7,3	1,8	AP 51.65.12.3	24	5,5	1,2	Drain TP 65 E 114/11 DM	32	7	2,2
FEKA 2500.2T	36	6,7	1,8	AP 51.65.17.3	36	7,8	1,7	Drain TP 65 F 109/22 DM	32	8	
FEKA 3000.2T	40	12	3,7	AP 51.65.22.3	40	10	2,2				
FEKA 3000.4T	60	6	3,7	AP 70.80.19.3	60	9	1,9				
FEKA 4000.4T	120	7	6	AP 100.100.45	120	8	4,5				
FEKA 4100.4T	120	9,5	7,5	AP 100.100.54	120	9,5	5,4				

Справочник по гидравлике

2.19.3. Насосы фирмы CALPEDA (Италия)

Фирма CALPEDA выпускает насосное оборудование широкого спектра для использования в промышленности, водоснабжении, отоплении, водоотведении, в сельском хозяйстве, в быту и др. Фирма выпустила более 700 типов различных насосов мощностью 0,5 ÷ 175 л.с. Продукция фирмы продается во многих европейских и других странах мира.

В производстве фирма использует самые передовые технологии, вся ее продукция отличается высокой надежностью.

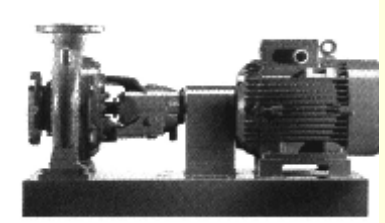
Фирма CALPEDA имеет свой научно-исследовательский центр, который работает над повышением качества продукции. Новые (усовершенствованные) изделия демонстрируются на крупных специализированных выставках.

Фирма выпускает: моноблочные ЦБН, консольные ЦБН, многоступенчатые ЦБН, дренажные насосы, самовсасывающие ЦБН и др.[75].

Технические показатели различных типов насосов, области их применения и перекачиваемые жидкие среды показаны в табл. 2.52.

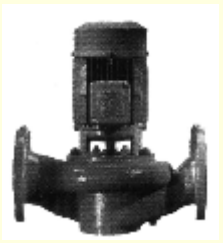
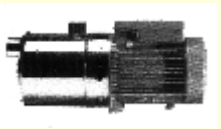
Таблица 2.52

Насосы фирмы «CALPEDA»

Марки и типы насосов				
	NM, NMD	NM, NM4	N	N4
	Моноблочные центробежные насосы		Центробежные насосы с основанием	
Параметры				
Номин. диаметр подающего раструба DN	$G^3/_4$ – $G2^1/_2$	32 ÷ 150 мм	32 ÷ 100 мм	32 ÷ 150 мм
Расход Q, м^3/ч	1 ÷ 66	1 ÷ 480	6,6 ÷ 300	2,4 ÷ 480
Высота напора H, м	3,5 ÷ 114	3 ÷ 95	6 ÷ 95	1,5 ÷ 61,5
Мощность двигателя кВт	0,37 ÷ 9,2	0,25 ÷ 75	0,55 ÷ 75	0,37 ÷ 75
Мощность двигателя л.с.	0,5 ÷ 12,5	0,33 ÷ 100	0,75 ÷ 100	0,5 ÷ 100
Номинальное число оборотов, об/мин (50 Гц)	2900	2900 ÷ 1450	2900	1450
Область применения				
Использование в быту	+	–	–	–
Металлообработка и металлургия	+	+	+	+
Пищевая промышленность	+	+	+	+
Промышленное и бытовое оборудование	+	+	+	+
Сельское хозяйство и ирригация	+	+	+	+
Бассейны и гидромассажные ванны	+	+	–	+
Перекачиваемые жидкости				
Вода	+	+	+	+
Морская и соленая вода	+	+	+	+
Горячая вода	+	+	+	+
Сточные воды	–	–	–	–
Углеводороды и производные продукты	+	+	+	+
Диатермические жидкости	+	+	+	+
Гликоль	+	+	+	+

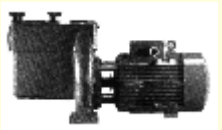
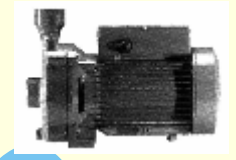
Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.52

Марки и типы насосов				
	NR	MXH	MXV	SPA
	Многорядные насосы	Моноблочные горизонтальные многоступенчатые насосы	Вертикальные многоступенчатые насосы	Дренажные насосы для гидромассажных ванн
Параметры				
Номин. диаметр подающего раструба DN	50-125 мм	G 1	G 1 - G $1^1/_2$ 25 ÷ 40 мм	50 мм G $2^1/_4$
Расход Q, $м^3/ч$	2 ÷ 110	1 ÷ 13	1 ÷ 13	3 ÷ 17
Высота напора H, м	2 ÷ 14	11 ÷ 54	16 ÷ 226	4,5 ÷ 15
Мощность двигателя кВт	0,25 ÷ 4	0,45 ÷ 1,8	0,75 ÷ 7,5	0,45 ÷ 0,75
Мощность двигателя л.с.	0,37 ÷ 5,5	0,6 ÷ 2,5	1 ÷ 10	0,6 ÷ 1
Номинальное число оборотов, об/мин (50 Гц)	1450	2900	2900	2900
Область применения				
Использование в быту	–	+	–	+
Металлообработка и металлургия	+	+	+	–
Пищевая промышленность	+	+	+	–
Промышленное и бытовое оборудование	+	+	+	–
Сельское хозяйство и ирригация	–	+	+	–
Бассейны и гидромассажные ванны	–	–	–	+
Перекачиваемые жидкости				
Вода	+	+	+	+
Морская и соленая вода	–	–	–	–
Горячая вода	+	+	+	–
Сточные воды	–	–	–	–
Углеводороды и производные продукты	+	+	+	–
Диатермические жидкости	+	+	+	–
Гликоль	+	+	+	–

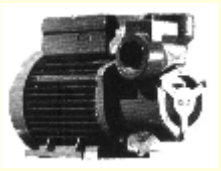
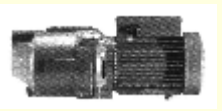
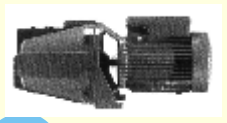
Справочник 1С Гидравлике

Продолжение таблицы 2.52

Марки и типы насосов				
	MPC (Compact Pool) Compact Pool	NMP	A	C, NC
	Самовсасывающие насосы для бассейнов с предварительным фильтром	Самовсасывающие центробежные насосы с предварительным фильтром	Самовсасывающие центробежные насосы с открытым рабочим колесом	Центробежные насосы с открытым рабочим колесом
Параметры				
Номин. диаметр подающего раструба DN	G $1^1/_2$	G 2 - G 3	G 2 - G $2^1/_2$	G $^1/_2$ - G $1^1/_2$
Расход Q, м^3/ч	3 ÷ 23	6,6 ÷ 108	6 ÷ 57	0,6 ÷ 15
Высота напора H, м	3 ÷ 17	3 ÷ 37,5	4 ÷ 29	4 ÷ 24
Мощность двигателя кВт	0,55 ÷ 1,1	0,55 ÷ 11	0,75 ÷ 4	0,1 ÷ 1,1
Мощность двигателя л.с.	0,75 ÷ 1,5	0,75 ÷ 15	1 ÷ 5,5	0,125 ÷ 1,5
Номинальное число оборотов, об/мин (50 Гц)	2900	2900	2900	2900
Область применения				
Использование в быту	+	–	–	+
Металлообработка и металлургия	–	–	+	+
Пищевая промышленность	+	+	–	+
Промышленное и бытовое оборудование	+	+	+	+
Сельское хозяйство и ирригация	–	+	+	+
Бассейны и гидромассажные ванны	+	+	–	–
Перекачиваемые жидкости				
Вода	+	+	+	+
Морская и соленая вода	–	+	+	+
Горячая вода	–	–	–	+
Сточные воды	–	–	+	+
Углеводороды и производные продукты	–	+	+	+
Диатермические жидкости	–	–	–	+
Гликоль	–	–	–	+

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.52

Марки и типы насосов				
	CT61 T, NT	NCA	NGC Compact Jet	NG
	Периферийные насосы	Водокольцевые самовсасывающие насосы	Струйные самовсасывающие насосы с встроенным эжектором	Струйные самовсасывающие центробежные насосы
Параметры				
Номин. диаметр подающего раструба DN	G $^{3}/_{4}$ - G $1^{1}/_{4}$	G $^{1}/_{2}$ - G 1	G 1	G 1
Расход Q, м^3/ч	0,06 ÷ 6	0,12 ÷ 2,4	0,3 ÷ 2,8	0,38 ÷ 9,6
Высота напора H, м	6 ÷ 165	6,5 ÷ 53	24 ÷ 48	14 ÷ 74
Мощность двигателя, кВт	0,3 ÷ 7,5	0,15 ÷ 0,75	0,55	0,37 ÷ 2,2
Мощность двигателя, л.с.	0,4 ÷ 10	0,2 ÷ 1	0,75	0,5 ÷ 3
Номинальное число оборотов, об/мин (50 Гц)	2900	2900	2900	2900
Область применения				
Использование в быту	+	+	+	+
Металлообработка и металлургия	+	+	–	–
Пищевая промышленность	+	+	–	–
Промышленное и бытовое оборудование	+	+	+	+
Сельское хозяйство и ирригация	–	–	+	+
Бассейны и гидромассажные ванны	–	–	–	–
Перекачиваемые жидкости				
Вода	+	+	+	+
Морская и соленая вода	+	+	–	+
Горячая вода	+	+	–	–
Сточные воды	–	–	–	–
Углеводороды и производные продукты	+	+	–	–
Диатермические жидкости	+	+	–	–
Гликоль	+	+	–	–

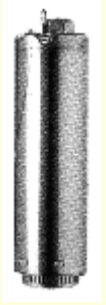
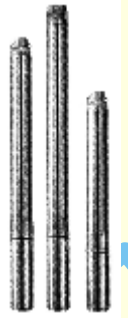
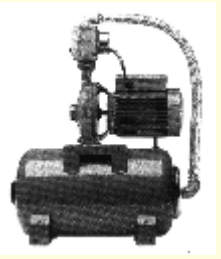
Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.52

Марки и типы насосов				
	NG, GA	I, IR	VAL, SC	GM 10
	Струйные самовсасывающие насосы для глубоких скважин	Шестеренчатые насосы	Вертикальные насосы с открытым рабочим колесом	Дренажные погружные насосы
Параметры				
Номин. диаметр подающего раструба DN	G 1	G $^{3}/_{8}$ - G 1	G $1^{1}/_{4}$ - G 2	G $1^{1}/_{2}$
Расход Q, м^3/ч	0,12 ÷ 2,4	0,15 ÷ 0,60	3 ÷ 30	3 ÷ 12
Высота напора H, м	11 ÷ 66	20 ÷ 50	2,5 ÷ 11	2,2 ÷ 6,5
Мощность двигателя кВт	0,55 ÷ 1,1	0,1 ÷ 0,75	0,45 ÷ 2,2	0,3
Мощность двигателя л.с.	0,75 ÷ 1,5	0,125 ÷ 1	0,6 ÷ 3	0,4
Номинальное число оборотов, об/мин (50 Гц)	2900	2900 ÷ 1450	2900	2900
Область применения				
Использование в быту	+	–	+	+
Металлообработка и металлургия	–	+	+	–
Пищевая промышленность	–	–	–	–
Промышленное и бытовое оборудование	+	+	+	+
Сельское хозяйство и ирригация	+	–	+	+
Бассейны и гидромассажные ванны	–	–	–	–
Перекачиваемые жидкости				
Вода	+	–	+	+
Морская и соленая вода	–	–	–	–
Горячая вода	–	–	–	–
Сточные воды	–	–	+	+
Углеводороды и производные продукты	–	+	+	–
Диатермические жидкости	–	–	–	–
Гликоль	–	–	–	–

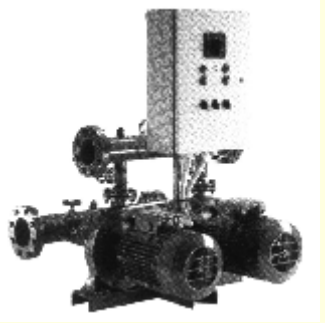
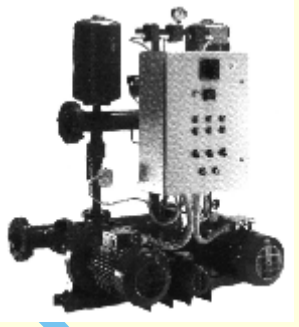
Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.52

Марки и типы насосов				
	GX 40, GM 50	MXS	SD, SDS	
	Погружные насосы для грязной воды	Погружные многоступенчатые насосы для чистой воды	Погружные центробежные насосы	Бытовые насосные станции
Параметры				
Номин. диаметр подающего раструба DN	G $1^1/_2$ - G 2	G $1^1/_4$	G $1^1/_4$ - G 4 100-175 мм	G 1
Расход Q, м^3/ч	3 ÷ 48	1 ÷ 11	0,6 ÷ 250	0,38 ÷ 9
Высота напора H, м	1 ÷ 14,5	16 ÷ 63	6 ÷ 464	10 ÷ 60
Мощность двигателя, кВт	0,55 ÷ 1,5	0,55 ÷ 1,5	0,37 ÷ 130	0,33 ÷ 2,2
Мощность двигателя, л.с.	0,75 ÷ 2	0,75 ÷ 2	0,5 ÷ 175	0,45 ÷ 3
Номинальное число оборотов, об/мин (50 Гц)	2900	2900	2900	2900
Область применения				
Использование в быту	–	–	+	+
Металлообработка и металлургия	+	+	–	+
Пищевая промышленность	–	+	–	–
Промышленное и бытовое оборудование	+	+	+	+
Сельское хозяйство и ирригация	+	+	+	+
Бассейны и гидромассажные ванны	–	–	–	–
Перекачиваемые жидкости				
Вода	+	+	+	+
Морская и соленая вода	–	–	–	–
Горячая вода	–	–	–	–
Сточные воды	+	–	–	–
Углеводороды и производные продукты	–	–	–	–
Диатермические жидкости	–	–	–	–
Гликоль	–	–	–	–

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 2.52

Марки и типы насосов		
	Автоматические насосные станции для водоснабжения	Противопожарные станции
Параметры		
Номин. диаметр подающего раструба DN	G 1 - G 4	G $1^1/_2$ - G 2 G $2^1/_2$ 100 ÷ 125мм
Расход Q, $м^3/ч$	1,5 ÷ 66	15 ÷ 180
Высота напора H, м	10 ÷ 95	32 ÷ 88
Мощность двигателя кВт	0,3 ÷ 30	4 ÷ 76
Мощность двигателя л.с.	0,4 ÷ 40	55 ÷ 103
Номинальное число оборотов, об/мин (50 Гц)	2900	2900
Область применения		
Использование в быту	–	–
Металлообработка и металлургия	–	+
Пищевая промышленность	+	+
Промышленное и бытовое оборудование	+	+
Сельское хозяйство и ирригация	+	–
Бассейны и гидромассажные ванны	–	–
Перекачиваемые жидкости		
Вода	+	+
Морская и соленая вода	–	–
Горячая вода	–	–
Сточные воды	–	–
Углеводороды и производные продукты	–	–
Диатермические жидкости	–	–
Гликоль	–	–

Справочник гидравлике

2.19.4. Насосы фирмы MARINA (Италия)

Фирма MARINA выпускает широкий спектр насосов, насосных станций и насосного оборудования:

насосы и насосные станции для водяных систем типа CAM 40,60,100, с подачей 60 ÷ 70 л/мин, напором 42 ÷ 50 м и потребляемой мощностью 800 ÷ 1100 Вт;

насосы и насосные станции типа RCM 5 с подачей 100 л/мин, напором 60 м, потребляемой мощностью 1400 Вт.

насосы и насосные станции типа KS 801, 901, 1101, 1100, 1300 с подачей 60 ÷ 80 л/мин, напором 42 ÷ 50м, потребляемой мощностью 800-1300 Вт;

дренажные погружные насосы типа ST 250,350,750, и другие с подачей 90 ÷ 130 л/мин, напором 5,5 ÷ 7 м, потребляемой мощностью 250 ÷ 800 Вт;

вихревые погружные насосы типа SL 400,SF 800,SF 1000 и др. с подачей 180 ÷ 270 л/мин, напором 5,0 ÷ 8,5 м, потребляемой мощностью 400÷ 1000 Вт;

погружные насосы типа SX 400, 600, 1000, 1200, с подачей 180 ÷ 300л/мин, напором 7 ÷ 8 м; потребляемой мощностью 400 ÷ 1200 Вт;

погружные насосы типа SCM с подачей 100 л/мин, с напором 47 ÷ 82 м, потребляемой мощностью 1100 ÷ 1850 Вт;

насосы специального назначения типа HGM и другие с подачей 450 л/мин, напором 20 м, потребляемой мощностью 2000 Вт;

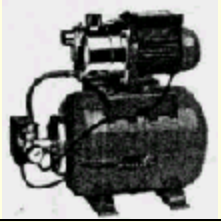
насосы для фонтанов типа SP;

насосное оборудование: фильтры, комплекты для всасывания, комплекты для подачи и др. [77].

В табл. 2.53. приведены технические показатели различных типов насосов и насосных станций, выпускаемых фирмы MARINA.

Таблица 2.53

Характеристики насосов фирмы MARINA

	Тип насоса	Напряжение, В	Мощность, КВт	Подача, л/мин	Напор, м	Высота всасывания, м
дренажные насосы						
	TF	220	0,4 ÷ 1,0	160 ÷ 300	5,5 ÷ 7,0	–
	SLG	220	0,25 ÷ 0,4	130 ÷ 180	6,0 ÷ 7,0	–
	TS	220	0,3 ÷ 1,0	150 ÷ 270	5,0 ÷ 8,5	–
	SXG	220	0,4 ÷ 1,2	180 ÷ 300	7,0 ÷ 8,0	–
самовсасывающие насосы						
	CAM (чугун.)	220	0,8 ÷ 1,1	60 ÷ 70	42 ÷ 50	8
	K8 (пластм.)	220	0,8 ÷ 13	60 ÷ 80	42 ÷ 50	8
	CAM (нерж.)	220	0,8 ÷ 1,6	60 ÷ 90	42 ÷ 60	8
скважинные насосы						
	SVM ÷ SCV	220	1,0	50 ÷ 55	50 ÷ 60	–
	SCM	220	1,1 ÷ 1,85	100	47 ÷ 82	–
мотопомпа						
	CM3	–	2 л.с.	120	30	7
насосные станции						
	CAM 40/22	220	0,8 ÷ 1,1	60 ÷ 70	42 ÷ 70	8
	KS 801/22	220	0,8 ÷ 1,3	60 ÷ 80	42 ÷ 50	8
	CAM 80/22	220	0,8 ÷ 1,6	60 ÷ 90	42 ÷ 60	8

Справочник по гидравлике

2.19.5. Насосы фирмы NOCCHI (Италия)

Фирма NOCCHI, один из крупнейших производителей насосного оборудования, осуществляет его поставки более чем в 80 стран мира.

Фирма выпускает широкий спектр насосного оборудования для строительства, промышленности, сельского хозяйства и т. п. Все элементы насосного оборудования, как правило, изготовляются на собственных заводах.

Проверкам и испытаниям подвергается сто процентов изготовленных насосов, а более двух процентов продукции проверяется на специальных гидравлических стендах на воде, чтобы проверить качество работы всех элементов насосного оборудования.

Фирма имеет свой научно-исследовательский центр, который исследует использование новых материалов в насосостроении и проводит испытания различных конструкций насоса.

Имея прекрасное оборудование и высококвалифицированный персонал, фирма выпускает продукцию высокого качества, надежную и конкурентноспособную:

насосы непогружные, циркуляционные, для дренажных систем, погружные, насосы специального назначения, для водяных систем, насосные станции и др. [78].

Ниже приведены технические показатели одного из типов насосов, выпускаемых фирмой (рис. 2.112).

На рис. 2.112 мощность, потребляемая насосом, обозначена HP, кВт; $\frac{l}{m}$ – подача, л/мин; $\frac{H}{m}$ – напор, м.

В обозначениях насоса используются следующие числовые показатели: первая цифра означает подачу насоса Q, л/мин; вторая цифра – напор H, м. Например, насос NOCCHY MCX BD 120/60 имеет подачу Q = 120 л/мин (7,20 м^3/ч) и напор H = 60 м.

2.19.6. Насосы фирмы FLYGT (Швеция)

Вся продукция, производимая фирмой FLYGT и поставляемая в Россию, проходит сертификацию и отвечает требованиям стандартов, действующих в нашей стране. Фирма является одним из лидеров в выпуске погружных насосов.

Фирма предлагает широкий спектр погружных насосов типа PL, которые находят широкое применение в системах водоснабжения, канализации, промышленности, в угольных шахтах, на химических и нефтехимических заводах.

Насосы могут использоваться для перекачки речной и дождевой воды, сточных вод, процессной и охлаждающей воды, активного ила и др. Погружной насосный агрегат опускают на место после сооружения насосной установки и устанавливают на полке; агрегат может быть быстро поднят для контроля и обслуживания.

Новое поколение погружных насосов имеет уникальную самоочищающуюся конструкцию рабочего колеса, что уменьшает вероятность засорения насоса при работе на загрязненных жидкостях.

Насосы изготовляются в обычном и во взрывозащищенном исполнениях. Электродвигатель насоса изготовлен для работы в условиях погружения.

Насосы целесообразно использовать при небольших напорах H = 10 ÷ 30 м и при больших подачах Q = 10 ÷ 500 л/с.

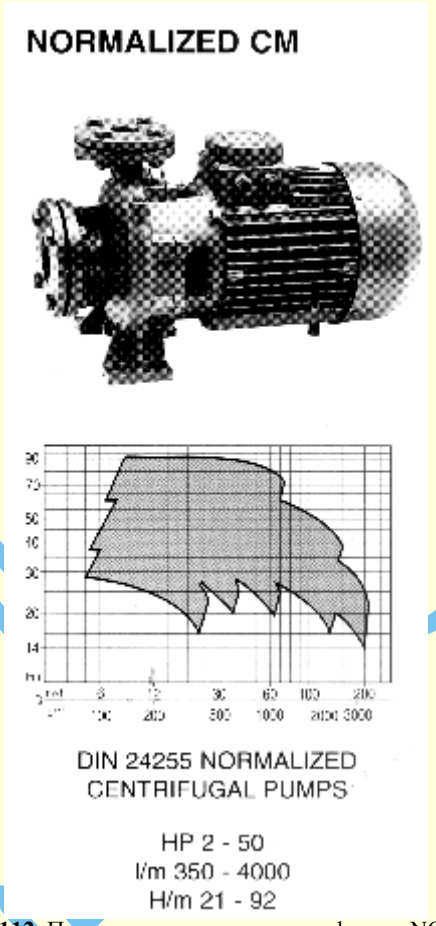


Рис. 2.112. Поле характеристик насоса фирмы NOCCHI

2.19.7. Насосы фирмы СПАЙРАКС САРКО (Великобритания)

Одним из условий обеспечения максимальной эффективности теплосистемы является возврат чистого конденсата в котел. Насосы для сбора и возврата конденсата позволяют решить эту задачу эффективно и экономно.

Автоматические паровые (газовые) конденсатные насосы предназначены для перекачки конденсата (или других жидкостей) в любых условиях. Эти насосы используют для перекачки жидкости, пара или газа. Они могут работать в помещениях повышенной опасности, т. е. в которых невозможно использовать электронасосы. Давление – до 14 бар, подача – до 6000 кг/час.

Электрические конденсатные насосы спроектированы для работы в условиях низкого подпора на входе в насос; подача – до 34000 кг/час, напор – до 35 м.

2.19.8. Насосы компании DAB PUMPS S.p.A. (Италия)

Насосы этой фирмы являются продуктом передового индустриального комплекса, основанного на использовании современных технологий и оригинальных конструкторских разработок. Компания выпускает насосы и насосное оборудования более 30 лет. Все изделия фирмы подвергаются постоянному контролю качества на всех этапах производства, изготовленные насосы проходят гидравлические и электрические испытания. Вся продукция фирмы сертифицирована в России и других странах. Гарантийный срок – 1 год со дня продажи.

Санкт-Петербургская фирма ООО «Интерма» является официальным представителем компании в России.

Справочник гидравлика

Компания выпускает:

циркуляционные насосы с мокрым ротором для систем отопления, горячего водоснабжения, кондиционирования и холодоснабжения с подачей от 0,5 до 120 м^3/час и напором до 12 м;

циркуляционные насосы линейного исполнения с сухим ротором с подачей от 2 до 360 м^3/час и напором до 40 м;

самовсасывающие насосы для бытового водоснабжения с подачей от 0,4 до 10,5 м^3/час и напором до 62 м;

скважинные насосы для подъема воды из артезианских скважин с подачей от 0,6 до 66 м^3/час и напором до 460 м;

фекальные и дренажные насосы с подачей от 1 до 36 м^3/час и напором до 26 м;

вертикальные насосы для тепловых пунктов, котельных и т. д. с подачей от 1,8 до 45 м^3/час и напором до 265 м;

консольно-моноблочные насосы и консольные насосы для промышленных систем отопления, горячего и холодного водоснабжения с подачей от 1 до 500 м^3/час и напором до 100 м;

бустерные установки для бытовых, строительных, сельскохозяйственных, промышленных систем, систем пожаротушения и др. с подачей от 1 до 600 м^3/час и напором до 230 м [76].

Ниже даются технические показатели выпускаемых насосов и маркировка насосов, выпускаемых компанией DAB (табл. 2.54).

Таблица 2.54

Показатели насосов фирм DAB и PEDROLLO (Италия)

Насосы DAB				Насосы PEDROLLO			
Модель насоса DAB	Подача, м^3/ч	Напор, м	Мощность, кВт	Модель насоса PEDROLLO	Подача, м^3/ч	Напор, м	Мощность, кВт
Самовсасывающие насосы							
JET 61	2,7	40	0,44	PKSm 60	2,4	38	0,37
JETINOX 90	3,6	47	0,55	JCRm/1A	3	42	0,6
DP 251	1,7	70	1,85	JDWm/1A	1,4	60	0,75
Вихревые насосы							
KP 30/16	2	32	0,3	PKm60	2,4	38	0,37
KP 38/18	3	55	0,6	PKm70	3	62	0,6
KP 60/12	2	107	0,75	PKm90	2,4	82	0,75
Консольные насосы							
K 11/500	32	24	2,2	F 32/160 C	21	24	1,5
K 12/200	16,8	18,4	0,75	HFm 51A	18	19	0,75
Скважинные насосы							
TURBINEL M	2,4	63	0,75	4SKm100	2,4	54	0,75
CS4A-8 M	1,5	51	0,25	4SR1m/8	1,8	47	0,25
CS4A-12 M	1,5	76	0,37	4SR1m/13	1,8	73	0,37
CS4A-18 M	1,5	115	0,55	4SR1m/18	1,8	101	0,55
CS4C-9 M	4,2	49	0,55	4SR2m/7	3,6	48	0,37
CS4C-13 M	4,2	71	0,75	4SR2m/10	3,6	68	0,55
CS4C-19 M	4,2	105	1,1	4SR2m/13	3,6	88	0,75
S4D-13M	6	78	1,1	4SR4m/14	6	88	1,1
S4D-17M	6	102	1,5	4SR4m/18	6	112	1,5
S4D-25T	6	150	2,2	4SR4/26	6	162	2,2
S4D-34T	6	204	3	4SR4/35	6	220	3
S4E-8 M	11,4	54	1,1	4SR8m/9	12	58	1,5
S4E-12 M	11,4	81	1,5	4SR8m/13	12	85	2,2
S4E-17 T	11,4	115	2,2	4SR8/17	12	110	3
S4E-23 T	11,4	156	3	4SR8/23	12	150	4
S4E-31 T	11,4	209	4	4SR8/31	12	200	5,5
Дренажные насосы							
NOVA 300 M-A	7,5	4	0,22	Dm/6	7,5	6	0,45
NOVA 600 M-A	7,5	7,2	0,55	Dm/8	7,5	9	0,6
DRENAG 900 M-A	10	10	1	Dm/10	10,5	10	0,75
FEKA 600 M-A	9	5	0,55	VXm8/35	9	5,2	0,6
FEKA 700 M-A	12	3,8	0,6	VXm8/50	12	3,6	0,6
FEKA 800 M-A	12	5,6	0,75	VXm10/50	12	5	0,75
FEKA 900 M-A	20	5,5	1	MCm/10	20	5,5	0,75
FEKA 2500.2T	36	6,7	1,8	MCm/20	36	7	1,5
FEKA 3000.2T	40	12	3,7	MC/30	40	11	2,2

Справочник по гидравлике

2.20. НАСОСЫ ДЛЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ДОМА И ХОЗЯЙСТВА

Для водоснабжения индивидуального дома и хозяйства используют водозабор насосом из местных источников: рек, озер, колодцев и др.

При выборе насосной установки обычно исходят из приблизительного потребного расхода воды, который зависит от возможности источника водоснабжения, потребления воды для личных нужд и хозяйств, от погодного фактора и т. д.

Приблизительно норму расхода воды на хозяйственно-питьевые потребности в индивидуальном доме можно оценить по методике, изложенной [91] из расчета на одного человека.

Водопользование из водоразборных колонок без ввода в индивидуальный дом – 40 л/сут.; жилой дом с водопроводом и канализацией без ванн – 120 л/сут.; жилой дом с водопроводом, канализацией и ванной с водонагревателем на твердом топливе – 180 л/сут.; жилой дом с водопроводом, канализацией и ванной с быстродействующим газовым нагревателем и многоточечным водоразбором – 250 л/сут.

Норму расхода на полив земельного участка можно принять 4 л/сут. на 1 м^2 при продолжительности полива 6 часов.

Нормы расхода воды для домашнего скота и птицы можно принять, в л/сут.: 50 ÷ 60 для коровы; 15 ÷ 20 для телят; 12 ÷ 20 для свиньи; 0,8 для кур; 1,6 для гусей и уток. Нормы расхода воды для теплиц можно принять 15 л/кв. м; для парников 6 л/ кв. м .

Обычно в качестве источника водоснабжения используют грунтовые колодцы. Воду из этих колодцев раньше забирали ручными поршневыми насосами. В настоящее время наиболее часто используют электронасосы: центробежные, вибрационные, вихревые и др.

Насосы устанавливают постоянно или временно; их размещают, например, в колодцах (вибрационные); на специальных площадках или в каком-либо сооружении.

Центробежные насосы используют для создания запасов воды, для полива садов, огородов и т. д. Чаще всего используют малогабаритные центробежные электронасосы типа «Кама», «Агидель», «Урал», «Поток» и др.

Приведем технические показатели некоторых центробежных насосов.

Насосы типа «Кама-3»; «Кама – 5»; «Кама – 10»: подача 1,3 ÷ 1,6 м^3/час; напор 17 ÷ 20 м; потребляемая мощность 330 ÷ 400 Вт; максимальная высота всасывания 6 ÷ 7 м; масса 5,3 ÷ 7 кг;

насос «Агидель»: подача – 1,5 м^3/час; напор – 18 м; потребляемая мощность – 400 Вт; максимальная высота всасывания – 7 м; масса – 11 кг.

Промышленность выпускает и другие типы центробежных насосов: ЦМВБ 1,6/15; БЦНМ 3,5/17; БЦНМ 4/17. Одним из недостатков центробежного насоса является необходимость его заливки перед пуском, что затрудняет его эксплуатацию. От этого недостатка свободны вихревые и вибрационные насосы [82].

Динамические самовсасывающие вихревые насосы не требуют заливки перед пуском. Их наиболее часто используют для перекачки чистой воды, прежде всего насосы типов 1СЦВ – 1,5 м; ВС – 1,8/18; «Оазис-1» и др. Для этих насосов приняты обозначения: С – самовсасывающий; В – вихревой; С – центробежный; Э – электронасос; Б – бытовой; М – моноблочный.

Приведем технические показатели некоторых вихревых насосов.

ВС – 1,8/18: подача – 1,8 м^3 /час; напор – 18 м; максимальная высота всасывания – 7 м; потребляемая мощность – 600 Вт; масса – 27 кг.

«Оазис-1»: подача – 1,8 м^3 /час; напор – 25 м; максимальная высота всасывания – 7,5 м; потребляемая мощность – 600 Вт; масса – 12 кг.

Электромагнитные вибрационные насосы находят широкое применение для водоснабжения индивидуальных домов, полива садов и огородов. Особенности эксплуатации этих типов насосов: при понижении напряжения снижается подача и напор насоса; при повышении напряжения насос может издавать резкий металлический звук; запрещается перекрывать напорную магистраль насоса во время его работы; насос имеет повторно-кратковременный режим работы, т.е. требует отключения после определенного времени работы.

Наиболее часто для водоснабжения индивидуального дома используют вибрационные насосы типа «Малыш», «Малыш-М», «Родничок», «Струмок» и др. Приведем технические показатели некоторых типов вибрационных насосов:

«Малыш»: подача – 1,7 м^3/час; напор – 40 м; потребляемая мощность – 250 Вт; масса – 3,5 кг;

«Родничок»: подача – 0,5 м^3 /час; напор – 40 м; потребляемая мощность – 300 Вт; масса – 2,4 кг.

Промышленность выпускает и другие типы вибрационных насосов: НЭБ–1/20, НВГ–40.

Некоторые типы вибрационных насосов показаны на рис. 2.113 – 2.115.

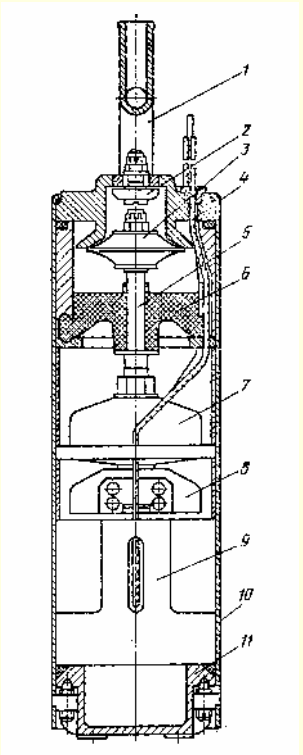


Рис. 2.113. Насос ЭВВ4-0,6-40:
1 – отвод; *2* – узел крепления; *3* – рабочий орган; *4* – кабель; *5* – шток; *6* – диафрагма; *7* – амортизатор; *8* – якорь; *9* – ярмо; *10* – корпус; *11* – упорное днище

Справочник по гидравлике

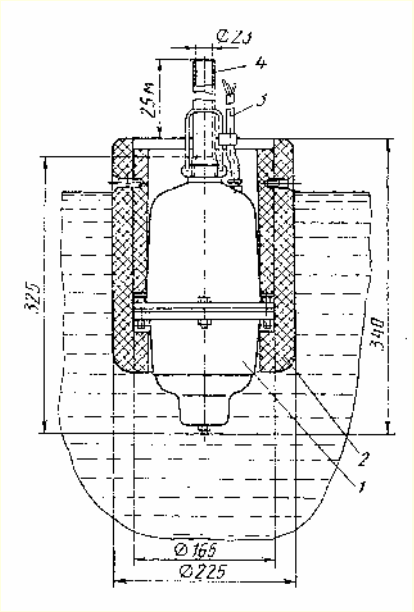


Рис. 2.114. Установка НЭБ-1/20 в понтоне

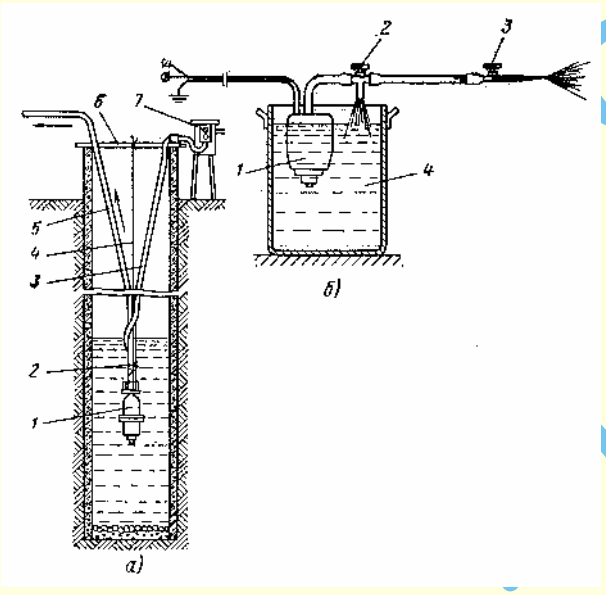


Рис. 2.115. Установка НЭБ-1/20 в водозаборе:
а: *1* – насос; *2* – подвеска; *3* – кабель; *4* – трос; 5 – ·шланг;
6 – опора; *7* – пускатель;
б: *1* – насос; *2,3* – регулировочные краны; *4* – емкость

В индивидуальном хозяйстве могут использоваться ручные поршневые насосы типа НРП, ТНР-2, Р 0,8-30, СКФ-4. Приведем технические показатели некоторых ручных поршневых насосов.

НПР: подача – 0,7 л за 1 двойной вход, напор – 30 м; СКФ-4: подача – 1 л за один двойной вход, напор – 30 м.

Для водоснабжения индивидуального дома могут использоваться электронасосные установки с гидропневматическими баками, например, БНУ – 25 «Ливенка» с насосом «Ручеек-3»; ВУ-45 с насосом «Малыш»; ВУ-1,5-19 с насосом «Агидель». Приведем технические показатели некоторых электроустановок.

БНУ-25: подача – 0,6 м^3 /час; напор – 40 м; мощность – 350 Вт; ВУ-1,5-19; подача – 1,5 м^3/час; напор – 19 м; мощность – 400 Вт.

Общий вид электронасосной установки с гидропневматическим баком показан на рис. 2.115.

Ряд иностранных фирм предлагают для водоснабжения индивидуального дома насосы и насосные станции. Например, фирма GRUNDFOS предлагает использовать насосы типа JP5 и JP6. Технические показатели указанных выше насосов приведены в табл. 2.55. и показаны на рис. 2.116.

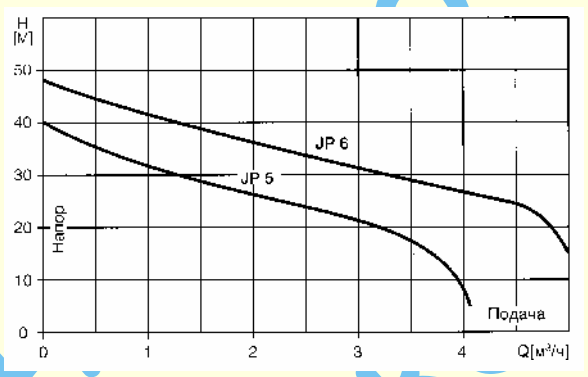


Рис. 2.116. Характеристики насосов

Таблица 2.55

Технические характеристики

Модель		JP5	JP6
Максимальная подача	м^3/ч	3,5	4,5
Максимальный напор	м	40	48
Максимальная высота всасывания воды	м	8	8
Интервал температур перекачиваемой воды	°C	0-55	0-55
Макс. температура окружающего воздуха	°C	40	40
Рабочее давление	бар	6	6
Напряжение	В	220÷230	220÷240
Частота	Гц	50	50
Потребляемая мощность	Вт	775	1400
Масса, нетто	кг	9,0	12,0
Масса, брутто	кг	9,9	12,9
Потребляемый ток	А	3,6	6,0
Присоединения		G1	G1

На базе указанных насосов работает водоснабжающая станция HYDROJET. Небольшая установка для водоснабжения и повышения давления может создана на базе насосов CH 2 и CH 4, характеристики которых показаны на рис. 2.117 и 2.118.

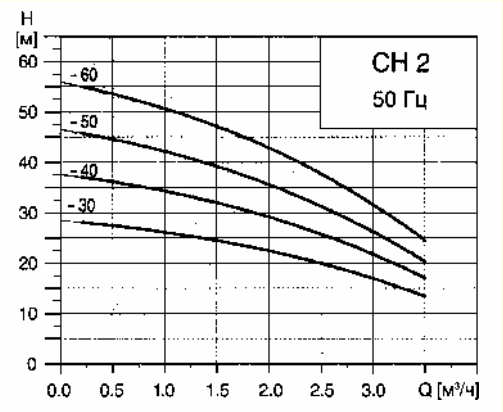


Рис. 2.117. Характеристики насоса CH 2:
1 – CH 2-30; *2* – CH 2-40; *3* – CH 2-50; *4* – CH 2-60

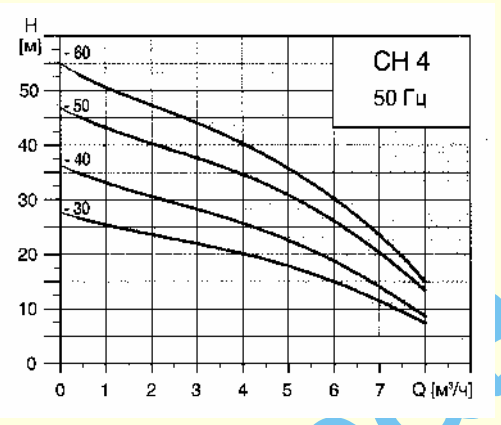


Рис. 2.118. Характеристики насоса CH 4:
1 – CH 4-30; *2* – CH 4-40; *3* – CH 4-50; *4* – CH 4-60

Для подачи воды из колодца и других устройств для водоснабжения индивидуального дома фирма WILO предлагает использовать погружной насос типа TWU. Технические показатели насосов этого типа приведены на рис 2.119.

Водяной центробежный мотонасос «Водолей» используется для перекачки пресной воды, не предназначенной для питья, из колодцев и других водоемов. Насос можно использовать при поверхностном поливе на участке, сбора жидкости в емкости, а также при работах в коммунальных службах города и поселка.

Технические показатели:
максимальная подача – 9 м^3/час;
максимальный напор – 30 м вод.ст.;
максимальная глубина всасывания – 7 м;
двигатель Д-10С;
емкость топливного бака – 1 л;
топливо – смесь бензина А-76 с маслом;
мощность – 0,67 кВт;
частота вращения – 2000 мин$^{-1}$;
расход топлива – 0,8 кг/час;
масса – 8,5 кг.

Мотонасос может поставляться в четырех вариантах комплекции.

Изготовитель – СП ОАО «Красный Октябрь».

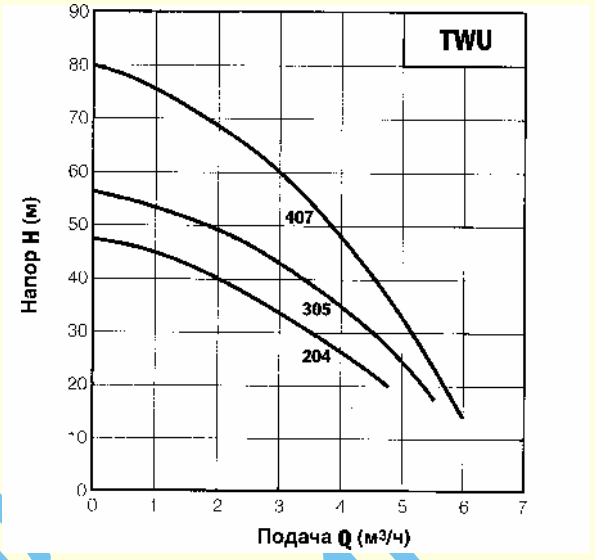


Рис. 2.119. Характеристика насоса TWU:
1 – TWU-204; *2* – TWU-305; *3* – TWU-407

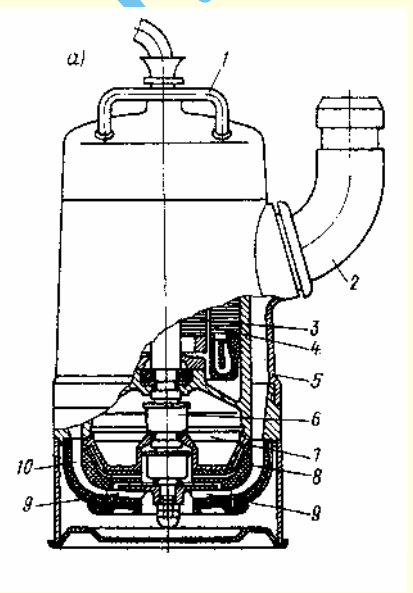


Рис. 2.120. Насос ГНОМ:
1 – ручка; *2* – напорный патрубок; *3* – ротор; *4* – статор, *5* – корпус насоса; *6* – торцевое уплотнение; *7* – разделительная камера; *8* – отвод; *9* – рабочее колесо; *10* – кольцевой канал

Для откачки сточных жидкостей может использоваться насос ГНОМ, схема которого приведена на рис. 2.120.

Спрезоч
гидро пи

ПРИЛОЖЕНИЯ К РАЗДЕЛУ 2

2.1. ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТОВ ПО НАСОСНОМУ ОБОРУДОВАНИЮ, ДЕЙСТВУЮЩИХ И УТВЕРЖДЕННЫХ НА 01.01.2001г.

Номер ГОСТа	Название ГОСТа
4.118–84	СПКП. Оборудование насосное. Номенклатура основных показателей
5.2019–73	Насос одноступенчатый моноблочный ГНОМ-10-10. Требования к качеству аттестованной продукции
6000–88	Насосы центробежные конденсатные. Параметры и размеры
6134–87	Насосы динамические. Методы испытаний
10272–87	Насосы центробежные двустороннего входа. Основные параметры
10392–89	Насосы вихревые и центробежно-вихревые. Типы и основные параметры
10407–88	Насосы центробежные многоступенчатые секционные. Типы и основные параметры
10428–89	Агрегаты электронасосные центробежные скважинные для воды.Основные параметры и размеры
12052–90	Насосы поршневые и плунжерные. Основные параметры и размеры
12124–87	Насосы центробежные нефтяные для магистральных трубопроводов. Типы и основные параметры
17221–91	Электронасосы центробежные герметичные, трансформаторные. Типы. Основные параметры и размеры
17335–79	Насосы объемные. Правила приемки и методы испытаний
17398–72	Насосы. Термины и определения
18863–89	Насосы одновинтовые. Основные параметры
19027–89	Насосы шестеренные. Основные параметры
20572–88	Насосы и агрегаты двухвинтовые. Типы и основные параметры
20763–85	Электронасосы центробежные погружные для загрязненных вод. Основные параметры
20791–88	Электронасосы центробежные герметичные. Общие технические требования
20883–88	Насосы и агрегаты трехвинтовые. Типы и основные параметры
22247–96	Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля
22337–77	Насосы центробежные питательные. Основные параметры
22465–88	Насосы центробежные сетевые. Основные параметры
24464–80	Насосы питательные энергетических блоков АЭС. Общие технические условия
24465–80	Насосы конденсатные энергетических блоков АЭС. Общие технические условия
24656–81	Насосы циркуляционные первого контура энергоблоков атомных электростанций с реакторами ВВЭР. Типы, основные параметры и общие технические требования
26287–84	Электронасосы бытовые. Общие технические условия
27570.30–91 (МЭК 335-2-41–84)	Безопасность бытовых и аналогичных электрических приборов. Дополнительные требования к электронасосам для жидкостей, температура которых не превышает 35 °С, и методы испытания
27854–88	Насосы динамические. Ряды основных параметров
СТ СЭВ 3641–82	Оборудование для стекольной и керамической промышленности. Насосы мембранные
Р 50981–96	Насосы ручные бытовые. Общие требования безопасности

Справочник по гидравлике

Продолжение перечня

Номер ГОСТа	Название ГОСТа
РСТ РСФСР 664–82	Бытовое обслуживание населения. Насосы ручные бытовые отремонтированные. Технические условия
2.704–76	ЕСКД. Правила выполнения гидравлических и пневматических схем
2.782–96	ЕСКД. Обозначения условные и графические. Машины гидравлические и пневматические
4.37–90	СПКП. Гидропроводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номенклатура показателей
12.2.086–83	ССБТ. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям и эксплуатации
12445–80	Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные давления
12446–80	Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номинальные частоты вращения
12447–80	Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Нормальные диаметры
13824–80	Гидроприводы объемные и смазочные системы. Номинальные рабочие объемы
13825–80	Гидроприводы объемные и смазочные системы. Номинальные расходы жидкости
14063–68	Гидроаппаратура и пневмоаппаратура. Ряды основных параметров
16516–80	Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Условные проходы
16517–82	Гидроаппаратура. Основные технические требования
17108–86	Гидропривод объемный и смазочные системы. Методы измерения параметров
17411–91	Гидроприводы объемные. Общие технические требования
17752–81	Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения
19535–74	Соединения фланцевые для гидравлических и смазочных систем. Технические условия
20245–74	Гидроаппаратура. Правила приемки и методы испытания
22976–78	Гидроприводы, пневмоприводы и смазочные системы. Правила приемки
24242–89	Гидроприводы объемные. Буквенные обозначения присоединительных отверстий гидроустройств
24243–90	Гидроприводы объемные и смазочные системы. Фильтроэлементы. Габаритные и присоединительные размеры
29015–91	Гидроприводы объемные. Общие методы испытаний
14057–68	Насосы шестеренные. Ряды основных параметров
14058–68	Насосы шиберные. Ряды основных параметров
14059–68	Насосы поршневые. Ряды основных параметров
14060–68	Гидромоторы шестеренные. Ряды основных параметров
14061–68	Гидромоторы шиберные. Ряды основных параметров
14062–68	Гидромоторы поршневые. Ряды основных параметров
14658–86	Насосы объемные гидроприводов. Правила приемки и методы испытаний
27851–88	Насосы объемные для гидроприводов. Методы ускоренных сравнительных испытаний на ресурс
28160–89	Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Насосы для систем охлаждения. Метод расчета подачи
28413–89	Насосы объемные и гидромоторы для гидроприводов. Методы ускоренных испытаний на безотказность
6540–68	Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров
15608–81	Пневмоцилиндры поршневые. Технические условия
24679–81	Гидрораспределители золотниковые четырехлинейные на $P_{ном}$ 32 МПа. Технические условия
14066–68	Фильтры объемные гидроприводов и смазочных систем. Ряды основных параметров
25476–82	Гидроприводы объемные и смазочные системы. Фильтры. Правила приемки и методы испытаний
Р 50556–93 (ИСО 4021–77)	Гидропривод объемный. Анализ загрязненности частицами. Отбор проб жидкости из трубопроводов работающих систем
Р 50557–93 (ИСО 3722–76)	Гидропривод объемный. Сосуды для проб жидкости. Оценка и контроль способов очистки
16770–86	Баки для объемных гидроприводов и смазочных систем. Общие технические требования
2.780–96	ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические

Справочник по гидравлике

2.2. НАСОСЫ И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ, ВЫПУСКАЕМЫЕ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТЬЮ

Тип насоса	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Тип электродвигателя
Консольные					
К50-32-125	12,5	20	1,5	3000	5А80МА2
К50-32-125	12,5	20	2,2	3000	5А80МВ2
К65-50-160	25	32	5,5	3000	АИР100L2
К20/30	20	30	4	3000	АИР100S2
К90/20	90	20	7,5	3000	АИРМ112М2
К80-65-160	50	32	7,5	3000	АИР112М2
К100-80-160	100	32	15	3000	5А160S2
К100-65-200	100	50	30	3000	АИР180М2
К100-65-250	100	80	45	3000	5А200L2
К150-125-250	200	20	18,5	1500	5А160М4
К150-125-315	200	32	30	1500	АИР180М4
К200-150-250	315	20	30	1500	АИР180М4
К200-150-315	315	32	45	1500	5А200L4
К200-150-400	400	50	90	1500	5АМ250М4
К290/30	290	30	37	1500	5А200М4
К160/30	160	30	30	1500	АИР180М4
Консольно-моноблочные					
КМ50-32-125	12,5	20	1,5	3000	АИР80МА2ЖУ2
КМ65-50-160	25	32	5,5	3000	АИР100L2ЖУ
КМ80-50-200	50	50	15	3000	5А160S2ЖУ2
КМ100-80-160	100	32	15	3000	5А160S2ЖУ2
КМ100-65-200	100	50	30	3000	АИР180М2ЖУ
КМ150-125-250	200	20	18,5	1500	5А160М4ЖУ
Конденсатные					
КС12-50	12	50	5,5	3000	АИР100L2
КС12-110	12	110	11	3000	АИРМ132М2
КС20-50	20	50	7,5	3000	АИР112М2
КС20-110	20	110	18,5	3000	5А160М2
Нефтяные					
4НК5×1	50	60	18,5	3000	ВА160М2
5НК5×1	70	108	55	3000	ВА082-2
5НК9×1	70	54	22	3000	В180S2

Тип насоса	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Тип электродвигателя
6НК6×1	90	125	55	3000	В225М2
6НК9×1	120	65	40	3000	ВА081-2
Горизонтальные					
1Д200-36	200	36	37	1500	5А200М4
1Д200-36	200	36	37	1500	4АМН180М4
1Д200-36А	190	29	30	1500	АИР180М4
1Д200-36Б	180	25	22	1500	АИР180S4
1Д200-90	200	90	90	3000	5АМ250М2
1Д200-90	200	90	90	3000	5АМН250S2
1Д200-90А	180	74	75	3000	5АН200L2
1Д250-125	250	125	160	3000	5АМ315S2
1Д250-125А	240	101	132	3000	5АМ280М2
1Д315-50	315	50	75	3000	5АМ250S2
1Д315-50	315	50	75	3000	5АН200L2
1Д315-50А	300	42	55	3000	5А225М2
1Д315-50А	300	42	55	3000	5АН200М2
1Д315-71	315	71	110	3000	5АМ280S2
1Д315-71	315	71	110	3000	5АМН250М2
1Д315-71А	300	63	90	3000	5АМ250М2
1Д315-71А	300	63	90	3000	5АМН250S2
Д320-50	320	50	75	1500	5АМ250S4
1Д500-63	500	63	160	1500	5АМ315S4
1Д500-63	500	63	160	1500	5АМН280М4
1Д500-63А	450	53	132	1500	5АМН280S4
1Д500-63Б	400	44	110	1500	5АМН250М4
1Д630-90	630	90	250	1500	5АМН315-М4
1Д630-90А	550	74	200	1500	5АМ315М4
1Д630-90Б	500	60	160	1500	5АМН280М4
1Д630-125	630	125	400	1500	
1Д630-125А	550	101	315	1500	
1Д800-56	800	56	200	1500	5АМ315М4

Тип насоса	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Тип электродвигателя
1Д800-56А	740	48	132	1500	5АМН280S4
1Д1250-63	1250	63	315	1500	
1Д1250-125	1250	125	630	1500	
Сточно-массовые					
СМ80-50-200	25	13	4	1500	АИР100L4
СМ80-50-200	50	50	15	3000	АИР160S2
СМ100-65-200	50	12	5,5	1500	АИР112М4
СМ100-65-200	100	50	37	3000	4АМН180S2
СМ125-100-250/4	50	20	7,5	1500	АИРМ132S4
СМ125-80-315/4	80	32	22	1500	АИР18034
СМ150-125-315/4	200	32	45	1500	5А200L4
СМ200-150-400/4	400	80	75	1500	5АМ250S4
Химические					
Х65-50-125К	25	20	4	3000	АИР100S2
Х65-50-160К	25	20	7,5	3000	5АМ112М2
Х80-50-160Д	50	32	15	3000	5А160S2
Х80-50-200Д	50	50	18,5	3000	5А160М2
Х80-50-200К	50	50	18,5	3000	5А160М2
Х80-50-250К	50	80	55	3000	5А225М2
Х100-80-160Д	100	32	30	3000	АИР180М2
АХ65-40-200К	25	50	15	3000	5А160S2
АХ40-25-160К	6,3	32	4	3000	АИР100S2
АХ150-125-315К	200	32	55	1500	5А225М4
Вихревые					
ВК1/16	3,6	16	1,5	1500	5А80МВ4
ВК1/16*	3,6	16	2,2	1500	АИРМ90L4
ВКС1/16	3,6	16	1,5	1500	5А80МВ4
ВКС1/16*	3,6	16	2,2	1500	АИРМ90L4
ВК2/26	7,2	26	5,5	1500	АИР112М4
ВКС2/26	7,2	26	5,5	1500	АИР112М4
ВКС2/26	7,2	26	4	1500	АИР100L4
ВК4/28	14,4	28	7,5	1500	АИРМ132S4
ВК4/28	14,4	28	5,5	1500	АИР112М4
ВКС4/28	14,4	28	7,5	1500	АИРМ132S4

Тип насоса	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Тип электродвигателя
ВКС4/28	14,4	28	5,5	1500	АИР112М4
ВК5/24	18	24	11	1500	АИРМ132М4
ВК10/45	36	45	30	1500	4АМН180S4
ВКС10/45	36	45	30	1500	АИР180М4
Центробежно-вихревые					
ЦВК4-112	14,4	112	22	3000	АИР180S2
ЦВК5-125	18	125	30	3000	АИР180М2
ЦВК6,3-160	22,7	160	30	3000	АИР180М2
Погружные					
ЭЦВ5-6,3-80	6,3	80	2,8	3000	ПЭДВ2.8-140
ЭЦВб-6,3-125	6,3	125	4,5	3000	ПЭДВ4.5-140
ЭЦВб-6,3-85	6,3	85	2,8	3000	ПЭДВ2.8-140
ЭЦВ6-10-80	10	80	5,5	3000	ПЭДВ5.5-140
ЭЦВ6-10-110	10	110	5,5	3000	ПЭДВ5.5-140
ЭЦВ6-10-140	10	140	8	3000	ПЭДВ8-140
ЭЦВ6-10-180	10	180	8	3000	ПЭДВ8-140
ЭЦВ6-1 6-110	16	110	8	3000	ПЭДВ8-140
ЭЦВ6-16-140	16	140	11	3000	ПЭДВ11-140
ЭЦВ8-16-140	16	140	11	3000	ПЭДВ11-180
ЭЦВ8-25-100	25	100	11	3000	ПЭДВ11-180
ЭЦВ8-25-150	25	150	15	3000	ПЭДВ15-180
ЭЦВ8-40-60	40	60	11	3000	ПЭДВ11-180
ЭЦВ8-40-90	40	90	16	3000	ПЭДВ16-180
ЭЦВ8-40-120	40	120	22	3000	ПЭДВ22-219
ЭЦВ8-40-180	40	180	32	3000	ПЭДВ32-219
ЭЦВ10-63-65	63	65	22	3000	ПЭДВ22-219
ЭЦВ10-63-110	63	110	32	3000	ПЭДВ32-219
ЭЦВ10-63-150	63	150	45	3000	ПЭДВ45-219
ЭЦВ10-120-60Ч	120	60	32	3000	ПЭДВ32-219
ЭЦВ12-160-65	160	65	45	3000	ПЭДВ45-219
ЭЦВ12-160-100Ч	150	100	65	3000	ПЭДВ65-219
ЭЦВ12-160-140Ч	160	140	90	3000	ПЭДВ90-270

Тип насоса	Подача, $м^3/ч$	Напор, м	Мощность, кВт	Частота, об/мин	Тип электродвигателя
Шестеренные					
НМШ2-40-1,6/16	1,6	40	1,5	1500	5А80МВ4
НМШ5-25-2,5/6	2,5	60	2,2	1000	АИР100L6
НМШ8-25-6,3/10	6,3	100	4	1500	АИР100L4
НМШ32-10-10/6	18,5	40	7,5	1000	АИРМ132М6
Ш40-4-19,5/4	19,5	40	5,5	1000	АИРМ132S6
Ш80-2,5-37,5/2,5	37,5	25	15	1000	5А160S6
Вакуумные					
ВВН1-0,75		–	2,2	1500	АИР90L4
ВВН1-3	199,8	–	7,5	1500	АИРМ132М4
ВВН1-6	372	–	15	1500	5А160S4
ВВТ-1,5	94,2	–	5,5	1500	АИР112М4
ВВН1-12	732	–	30	1000	5А200L6
Секционные					
ЦНС(Г) 13-70	13	70	11	3000	АИРМ132М2
ЦНС(Г)13-105	13	105	11	3000	АИРМ132М2
ЦНС(Г)13-140	13	140	15	3000	5А160S2
ЦНС(Г)13-175	13	175	15	3000	5А160S2
ЦНС(Г)13-210	13	210	18,5	3000	5А160М2
ЦНС(Г)13-245	13	245	22	3000	АИР18032
ЦНС(Г)13-280	13	280	30	3000	АИР180М2
ЦНС(Г)13-315	13	315	30	3000	АИР180М2
ЦНС(Г)13-350	13	350	30	3000	АИР180М2
ЦНС(Г)38-44	38	44	11	3000	АИРМ132М2
ЦНС(Г)38-66	38	66	15	3000	5А160S2
ЦНС(Г)38-88	38	88	18,5	3000	5А160М2
ЦНС(Г)38-110	38	110	22	3000	АИР18032
ЦНС(Г)38-132	38	132	30	3000	АИР180М2
ЦНС(Г)38-154	38	154	30	3000	АИР180М2
ЦНС(Г)38-176	38	176	30	3000	АИР180М2
ЦНС(Г)38-198	38	198	37	3000	5А200М2
ЦНС(Г)38-220	38	220	45	3000	5А200L2
ЦНС(Г)60-66	60	66	18,5	3000	5А160М2
ЦНС(Г)60-99	60	99	30	3000	АИР180М2
ЦНС(Г)60-132	60	132	45	3000	5А200L2
ЦНС(Г)60-165	60	165	55	3000	5А225М2
ЦНС(Г)60-198	60	198	55	3000	5А225М2
ЦНС(Г)60-231	60	231	75	3000	5АМ250S2
ЦНС(Г)60-264	60	264	75	3000	5АМ250S2
ЦНС(Г)60-297	60	297	75	3000	5АМ250S2
ЦНС(Г)60-330	60	330	90	3000	5АМ250М2
ЦНС(Г)105-98	105	98	55	3000	5А225М2
ЦНС(Г)105-147	105	147	75	3000	5АМ250S2
ЦНС(Г)105-196	105	196	110	3000	5АМ280S2
ЦНС(Г)105-245	105	245	132	3000	5АМ280М2
ЦНС(Г)105-294	105	294	160	3000	5АМ315S2
ЦНС(Г)105-343	105	343	160	3000	5АМ315S2
ЦНС(Г)105-392	105	392	200	3000	5АМ315М2
ЦНС(Г)105-441	105	441	250	3000	–
ЦНС (Г)180-85	180	85	75	1500	5АМ250S4
ЦНС(Г)180-128	180	128	110	1500	5АМ280S4
ЦНС(Г)180-170	180	170	132	1500	5АМ280М4
ЦНС(Н)180-383	180	383	315	1500	–
ЦНС(Н)180-425	180	425	315	1500	–
ЦНС(Н)300-120	300	120	160	1500	5АМ315S4
ЦНС(Н)300-180	300	180	250	1500	–
ЦНС(Н)300-360	300	360	500	1500	–
ЦНС(Н)300-420	300	420	500	1500	–
ЦНС(Н)300-480	300	480	630	1500	–
ЦНС(Н)300-540	300	540	800	1500	–
ЦНС(Н)300-600	300	600	800	1500	–
Бензиновые					
1АСВН80А	35	26	11	1500	ВА132М4
1АСЦЛ20-24АГ	32	54	22	1500	ВА180S4
Насосы для загрязненных вод					
«ГНОМ»10×10	10	10	–	–	–
«ГНОМ»16×16	16	16	–	–	–
«ГНОМ«25×20	25	20	–	–	–
ЦФМ «Иртыш»	60	22	–	–	–
«ГНОМ»40×25	40	25	–	–	–

Примечание: Таблица составлена по данным АО «Владимирский электромоторный завод» (ВЭМЗ)

2.3. СХЕМЫ ДЛЯ РАСШИФРОВКИ МАРКИРОВКИ НАСОСОВ ФИРМЫ DAB

Циркуляционные насосы (с мокрым ротором, трехскоростные, для систем отопления):

V – циркуляторы небольшой мощности, причем все они имеют однофазный двигатель (1×220 В);

E – насос с частотным регулированием скорости вращения;

A – насос с резьбой;

X– насос с резьбой, имеющей стандартный переход на 1,25″ (32 мм);

B – насос с фланцами;

D –насос сдвоенный, с фланцами;

M – если стоит в начале обозначения марки насоса, означает 4-полюсный двигатель (1500 об/мин);

P – если стоит в начале обозначения марки насоса, означает 2-полюсный двигатель (3000 об/мин);

H – подходит как для отопления, так и кондиционирования;

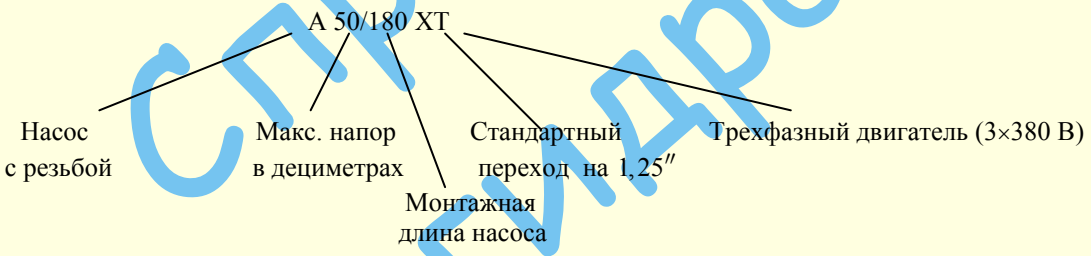
S – насос с бронзовым корпусом для систем горячего водоснабжения (односкоростной);

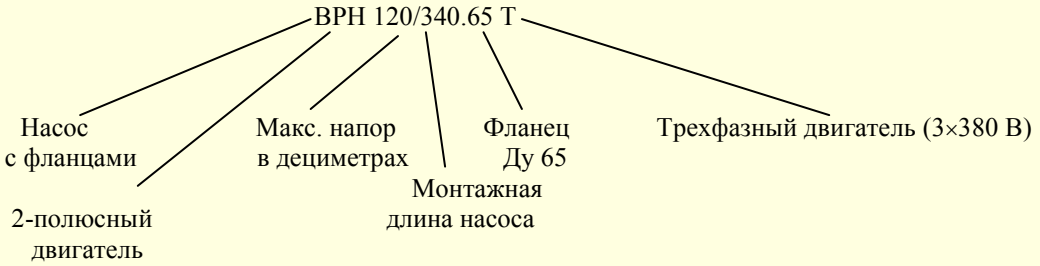
M – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);

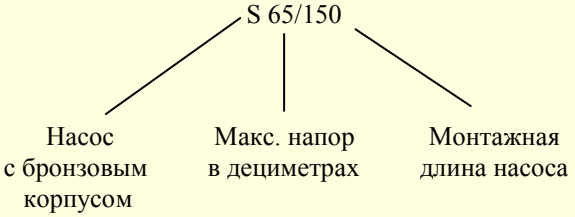
T– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В).

Примеры:









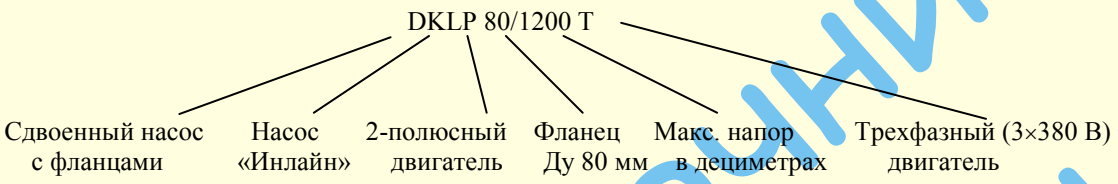
Справочник по гидравлике

Насосы типа «Инлайн» (с сухим ротором, односкоростные, для систем отопления и горячего водоснабжения):

A – насос с резьбой;
L – насос «Инлайн»;
D –насос сдвоенный, с фланцами;
M – если стоит в начале обозначения марки насоса, означает 4-полюсный двигатель (1500 об/мин);
P – если стоит в начале обозначения марки насоса, означает 2-полюсный двигатель (3000 об/мин);
M – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);
T– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В).

Примеры:





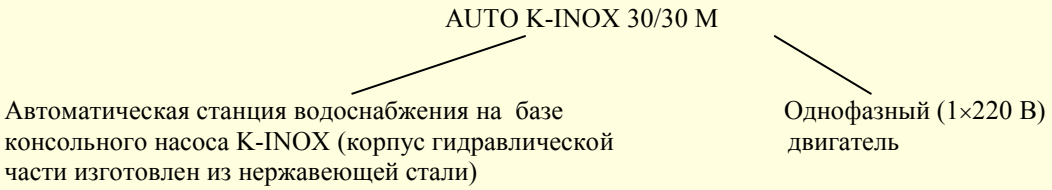


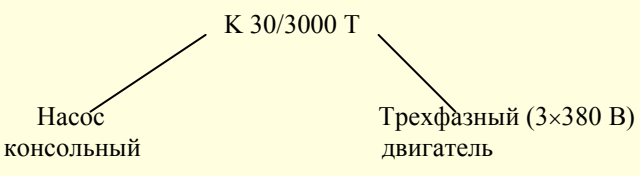
Насосы консольно-моноблочные, центробежные:

K – консольный насос;
P – рабочее колесо вихревого типа;
M – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);
T– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В);
INOX – корпус гидравлической части изготовлен из нержавеющей стали;
P – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает, что насос оснащен автоматом давления;
AUTO – означает, что на базе данного насоса изготовлена автоматическая станция водоснабжения.

Примеры:







Справочник по гидравлике

Насосы стандартизированные, консольно-моноблочные и консольные, большой мощности:

N – стандартизированный насос большой мощности;
K – консольный насос;
M – если стоит в начале обозначения марки насоса, означает 4-полюсный двигатель (1500 об/мин)
P – если стоит в начале обозначения марки насоса, означает 2-полюсный двигатель (3000 об/мин)
G – насос консольно-моноблочный

Примеры:

N K M G 32 – 125 0 7,5 A A W

Стандартизированный
Консольный насос
2-полюсный двигатель = P
4-полюсный двигатель = M
Со стандарт. двигат. и муфтой (только с механич. уплотнением)
Тип насоса
Степень уменьш. раб. колеса: 0 = макс. диаметр; 9 = мин. диаметр
Мощность двигателя в кВт
Материал корпуса раб. колеса: A = чугун/чугун; B = чугун/бронза; C = спец.чугун/чугун; D = нерж.сталь/нерж.сталь
Тип уплотнения вала: A = угл/карб.кремн.-эпоксид; B = угл/widia-эпоксид; C = widia /widia-витон; D = кремний/кремний-витон
Кольцо компенсации износа (использ. только при необходимости)

KDN 100 – 200 / 198/A W / BAQE / 1 / 5,5 / 4

Стандартизированный консольный насос
Номинальный диаметр выходного патрубка
Номинальный диаметр рабочего колеса
Действительный диаметр рабочего колеса
Код материалов: A (01): Чугун; B (03): Чугун с рабочим колесом из бронзы; C (04): Трубопровод из чугуна; Z (07): Все из бронзы
Прокладки от износа (только где имеются)
Код для уплотнения вала
Тип соединений: 0 = без соединений; 1 = с соединениями без прокладок; 2 = с соединениями и с прокладками
Мощность двигателя в кВт
Напряжение и полюсы двигателя

Насосы вертикальные:

K – консольный насос;
V – вертикальный насос;
C – холодная вода (cool);
M – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);
T– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В).

Примеры:

KVC 3/7 M

Насос консольный
Насос вертикальный
Холодная вода (cool)
Однофазный (1×220 В) двигатель

Справочник по гидравлике

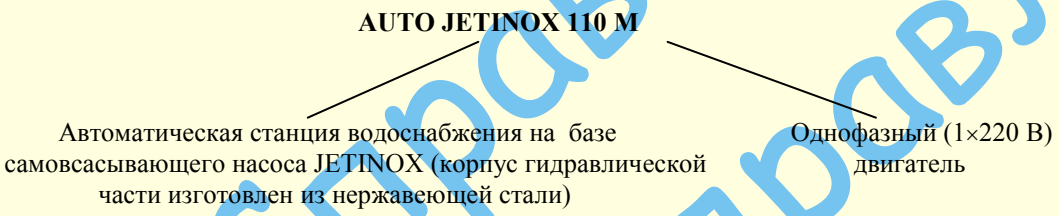


Насосы самовсасывающие:

JET– самовсасывающий насос;
INOX – корпус гидравлической части изготовлен из нержавеющей стали;
К – консольный насос;
NOVAGARDEN, GARDEN – самовсасывающий насос, предназначенный для использования в саду, оснащенный кабелем и рукояткой для переноски;
Р – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает, что насос оснащен автоматом давления;
AUTO – означает, что на базе данного насоса изготовлена автоматическая станция водоснабжения;
AQUA – означает, что на базе данного насоса изготовлена станция водоснабжения с автоматом давления и мембранным ресивером;
М – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);
Т– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В).

Примеры:





Примеры:



Насосы погружные дренажно-фекальные:

NOVA– дренажный насос небольшой мощности;
FEKA – фекальный насос;
DRENAG – дренажный насос большой мощности;
GRINDER – дренажный насос с измельчителем;
BOX – установка для сбора и удаления сточных вод (бак, насос, устройство для крепления насоса);
FOS – установка для сбора и удаления сточных вод (бак, устройство для крепления насоса);
А – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает наличие поплавка для автоматической работы;
NA – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает отсутствие поплавка для автоматической работы;
М – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);
Т– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В).

Примеры:



Справочник по гидравлике

FEKA 600 M-NA

- Фекальный насос
- Однофазный (1×220 В) двигатель
- Без поплавка

FEKABOX 250/700 M

- Установка для сбора и удаления сточных вод (бак, насос, устройство для крепления насоса)
- Емкость бака
- Насос FEKA 700
- Однофазный (1×220 В) двигатель

GRINDER 1800 T

- Дренажный насос с измельчителем
- Трехфазный (3×380 В) двигатель

Насосы скважинные:

A – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает наличие поплавка для автоматической работы;
NA – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает отсутствие поплавка для автоматической работы;
M – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);
T– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В).

Примеры:

TURBINEL M

- Серия насоса
- Однофазный (1×220 В) двигатель

S5B-5 M-A

- Серия насоса
- 5″
- Однофазный (1×220 В) двигатель
- Поплавок

CS4C-9 M

- Серия насоса
- 4″
- Однофазный (1×220 В) двигатель

S4E-12 T

- Серия насоса
- 4″
- Трехфазный (3×380 В) двигатель

S6 F24 T

- Серия насоса
- 6″
- Трехфазный (3×380 В) двигатель

Справочник по гидравлике

Бустерные установки:

М – если стоит в конце обозначения марки насоса, означает однофазный тип двигателя (1×220 В);
Т– если стоит в конце обозначения марки насоса, означает трехфазный тип двигателя (3×380 В).

Примеры:

2 JET 251 T

- Количество насосов, входящих в установку
- Насос
- Трехфазный (3×380 В) двигатель

3 KV 10/6 T

- Количество насосов, входящих в установку
- Насос
- Трехфазный (3×380 В) двигатель

2.4. СВОДНЫЕ ГРАФИКИ ПОЛЕЙ *Q – H* НАСОСОВ ФИРМЫ GRUNDFOS

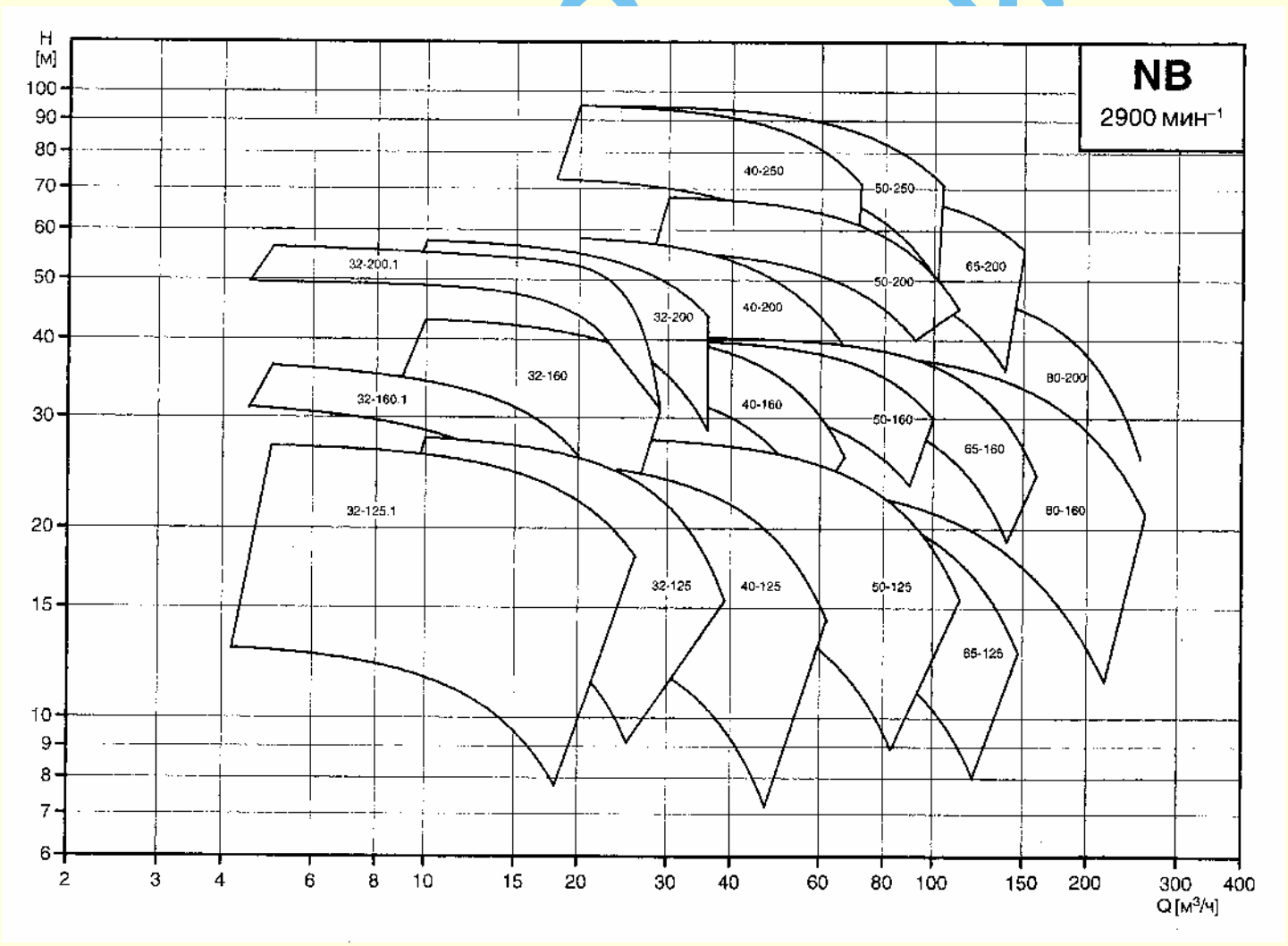


Рис. 2.4.1

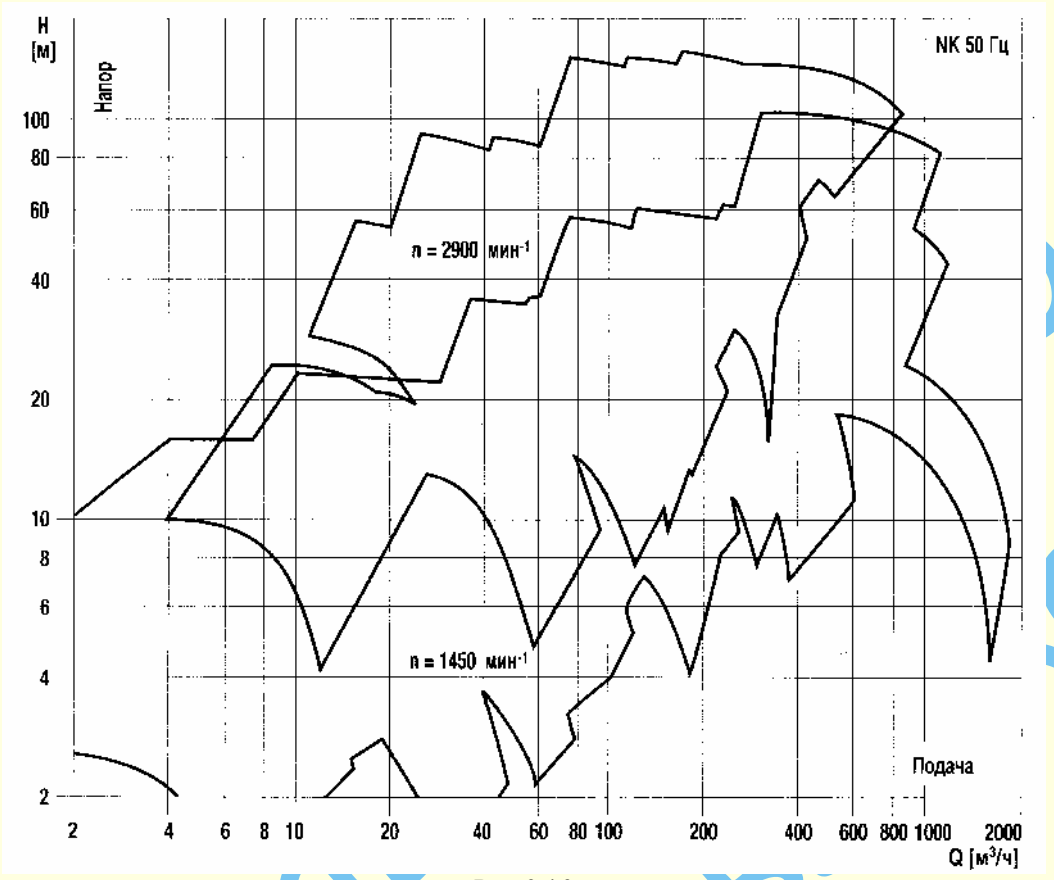


Рис. 2.4.2

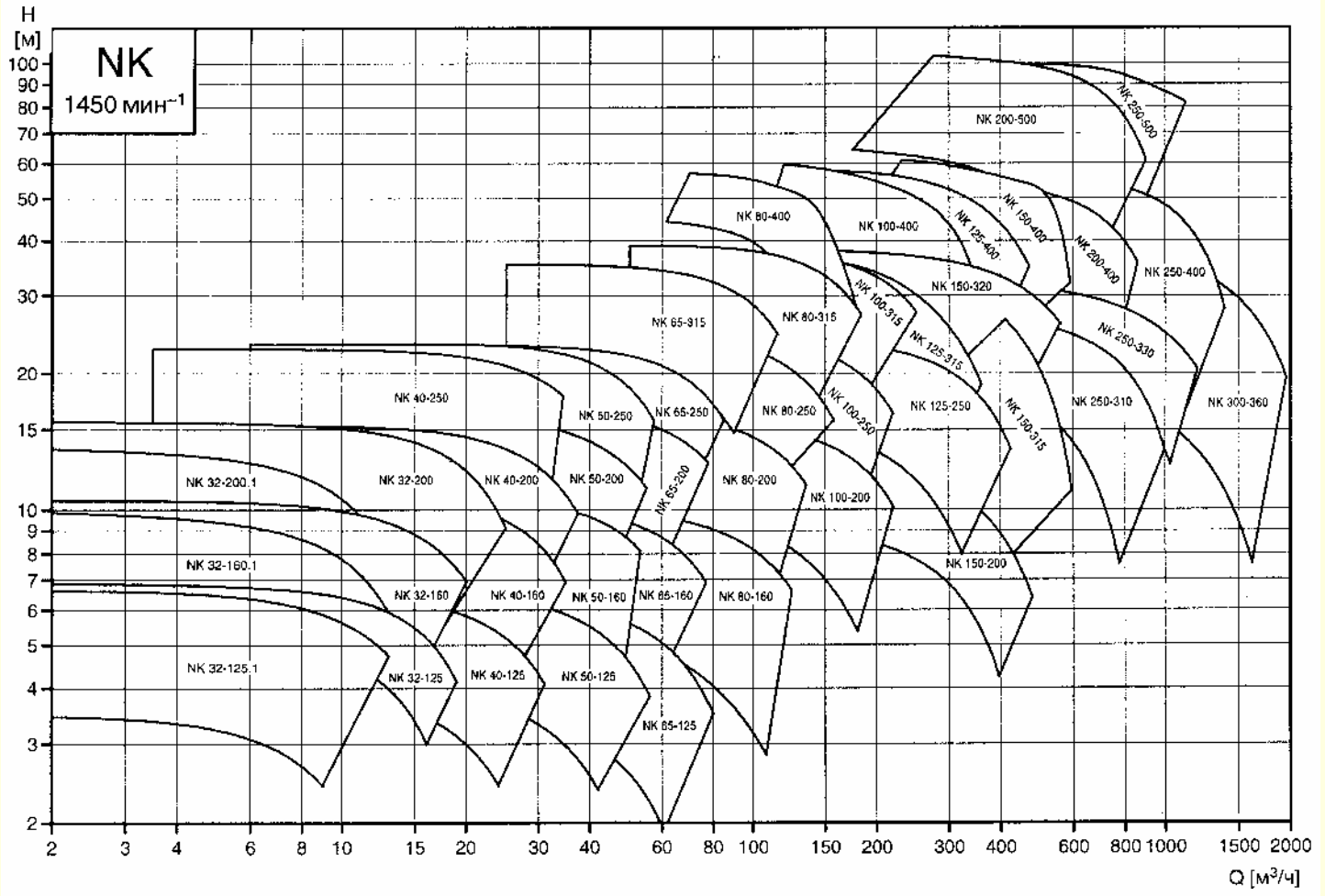


Рис. 2.4.3

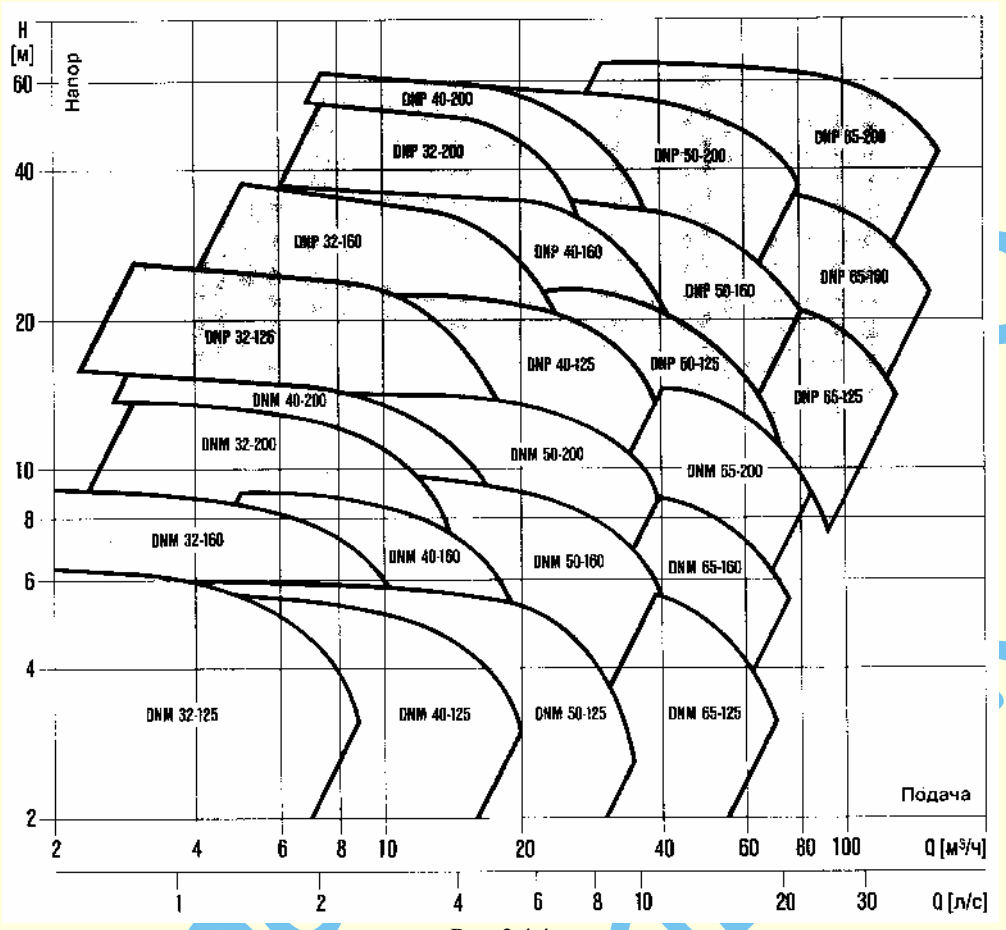


Рис. 2.4.4

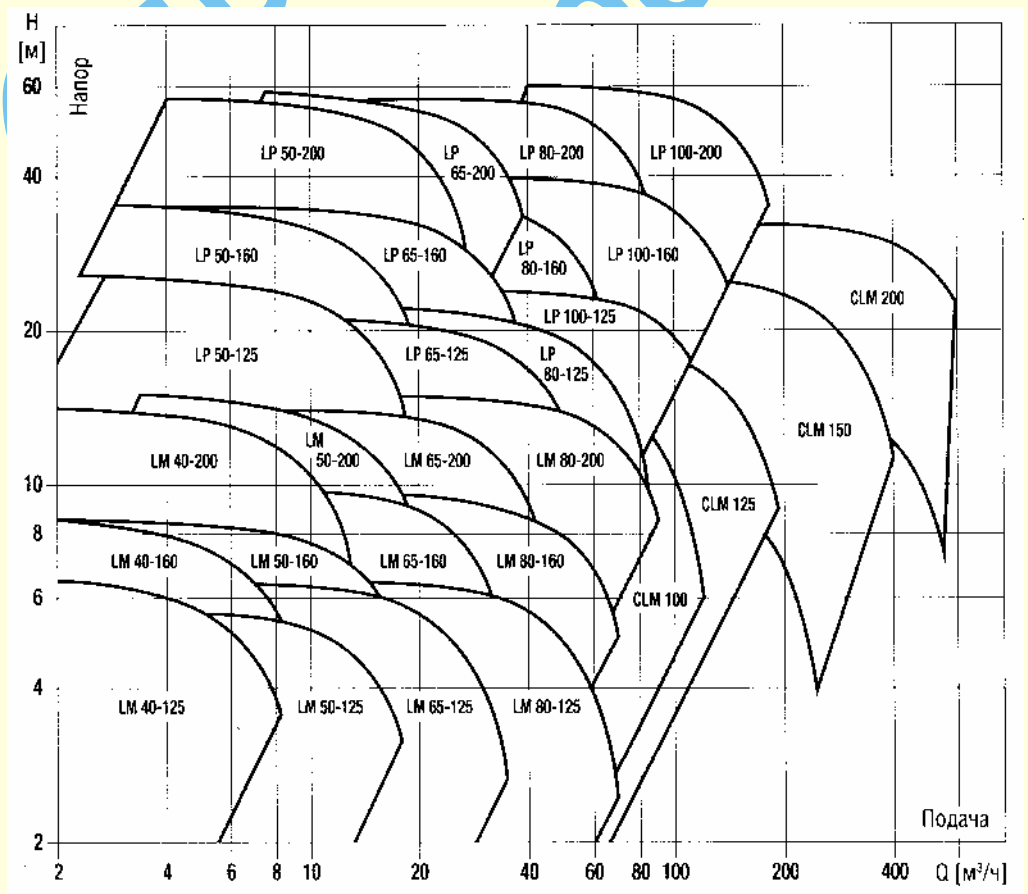


Рис. 2.4.5

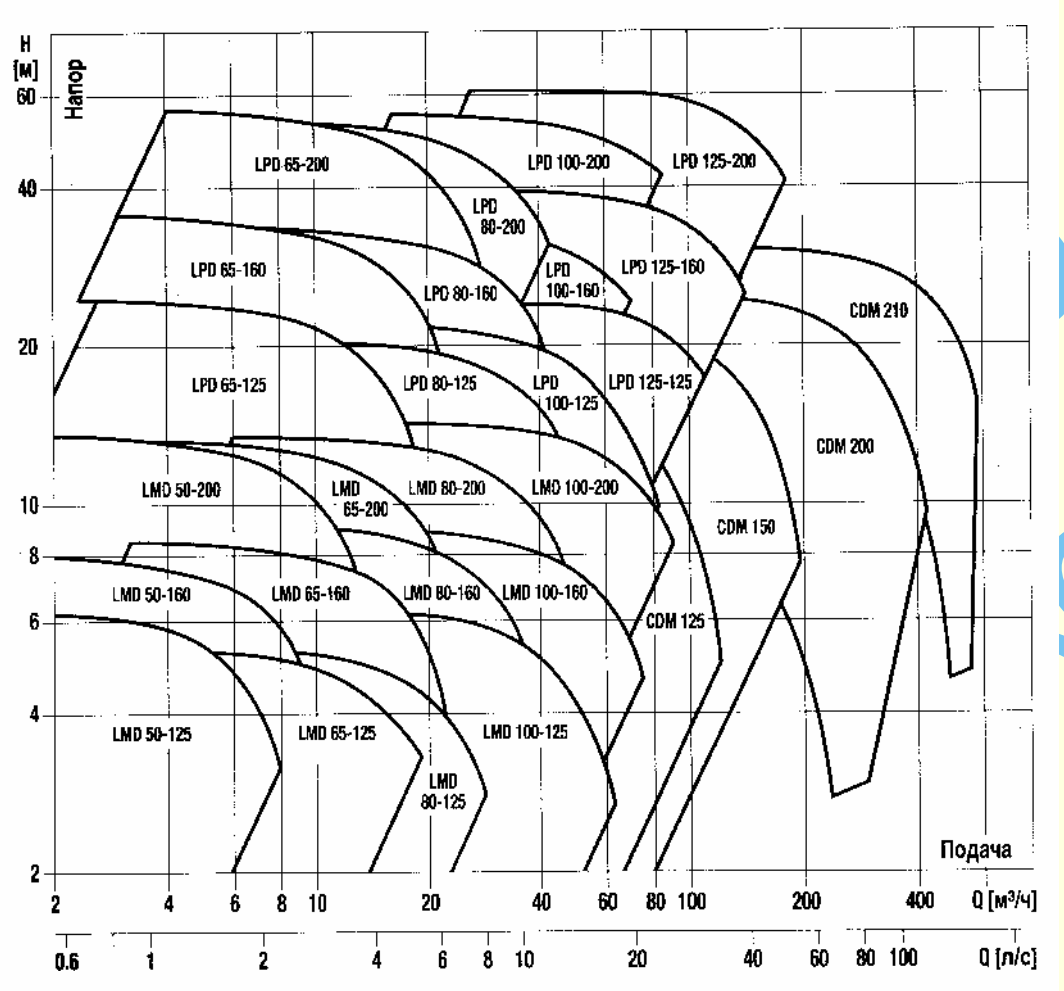

H
[м]
Напор
60
40
20
10
8
6
4
2
LPD 65-200
LPD 100-200
LPD 125-200
LPD 80-200
LPD 65-160
LPD 80-160
LPD 100-160
LPD 125-160
CDM 210
LPD 65-125
LPD 80-125
LPD 100-125
LPD 125-125
CDM 200
LMD 50-200
LMD 65-200
LMD 80-200
LMD 100-200
CDM 150
LMD 50-160
LMD 65-160
LMD 80-160
LMD 100-160
CDM 125
LMD 50-125
LMD 65-125
LMD 100-125
LMD 80-125
Подача
2 4 6 8 10 20 40 60 80 100 200 400 Q [м³/ч]
0.6 1 2 4 6 8 10 20 40 60 80 100 Q [л/с]

Рис. 2.4.6

Литература ко второму разделу

1. Авиационные центробежные насосные агрегаты. и др. / Аринушкин Л.С., Абрамович Р.Б., Поликовский А.Ю. М.: Машиностроение, 1964. 255 с.
2. Азарх Д.Н. Насосы: Каталог-справочник. М: Машгиз, 1960. 552 с.
3. Айзенштейн М. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М.: 1967. 363 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. М.: Машиностроение, 1980. 728 с.
5. Баранов Г.А., Глухих В.А. , Кириллов И.Р. Расчеты проектирования МГД-машин с жидкометаллическим рабочим телом. М.: Атомиздат, 1978. 248 с.
6. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
7. Бирзвалк Ю.А. Основы теории и расчета кондукционных МГД-насосов постоянного тока. Рига.: Зинатне, 1968. 235 с.
8. Будов В.М. Судовые насосы. Справочник. Л.: Судостроение, 1988. 429 с.
9. Васильев Л.Г., Хожаинов А.И. Магнитная гидродинамика в судовой технике. Л.: Судостроение, 1967. 247 с.
10. Васильцов В.А., Невелич В.В. Герметические электронасосы. Л.: Машиностроение. 1968. 260 с.
11. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. М.: Машиностроение, 1971. 256 с.
12. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие /Н.В.Григорьев, Н.Г.Беляковский, В.К.Дондошанский, Н.И.Дуан. Л.: Машиностроение, 1973. 169 с.
13. Воронов В.Ф., Арцыков А.П. Судовые гидравлические машины. Л.: Судостроение, 1976. 301 с.
14. Высокооборотные лопаточные насосы / Б.И.Боровский, Н.С.Ершов, Б.В.Овсянников и др. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.
15. Гейер В.Г., Дулин В.С., Боруменский А.Г. и др. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1981. 295 с.
16. Животовский Л.С., Смойловская Л.А. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы. М.: Машиностроение, 1968. 224 с.
17. Ильин В.Г. Расчет совместной работы насосов, водопроводных сетей и резервуаров. Киев: Гостстройиздат УССР, 1963. 136 с.
18. Информационный сборник насосного оборудования. М.: НПО ВНИИгидромаш, 1990. 151 с.
19. Калицун В.И., Кедров В.С., Ласков Ю.Н. Гидравлика, водоснабжение и канализация: Учебное пособие для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 2000. 397 с.
20. Карасев Б.В. Насосы и насосные станции. Минск: Выш.шк., 1979. 288 с.
21. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М.: Машиностроение, 1975. 335 с.
22. Карелин В.Я., Минаев А.В. Насосы и насосные станции: Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1986. 320 с.
23. Карелин В.Я., Новодережкин Р.А. Насосные станции с центробежными насосами. М.: Стройиздат, 1983. 224 с.
24. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: турбины и насосы: Учебник для вузов. М.: Энергия, 1978. 320 с.
25. Крупные осевые и центробежные насосы: Каталог. М.: Машиностроение, 1977. 184 с.
26. Курганов А.М., Федоров Н.Ф. Справочник по гидравлическим расчетам систем водоснабжения и канализации. Л.: Стройиздат, 1978. 424 с.
27. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач / Под ред. С.С.Руднева и Л.Г.Подвидза. М.: Машиностроение, 1976. 415 с.
28. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромеханике и гидроприводу / Под ред. Я.М.Вильнера. Минск: Выш.шк., 1980. 224 с.
29. Лиелпетер Я.Я. Жидкометаллические индукционные МГД-машины. Рига.: Зинатные, 1969. 246 с.
30. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1990. 320 с.
31. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1973. 848 с.
32. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
33. Лопастные насосы / Под ред. Л.П.Гринько и А.Н.Папира. Л.: Машиностроение, 1975. 430 с.
34. Лопастные насосы: Справочник / Под ред. В.А.Зимницкого. Л.: Машиностроение, 1986. 333 с.
35. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, 1988. 256 с.
36. Малюшенко В.В. Динамические насосы: Атлас. М.: Машиностроение. 1984. 85 с.
37. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971. 304 с.
38. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Насосное оборудование тепловых электростанций. М.: Энергия, 1975. 280 с.
39. Малюшенко В.В., Михайлов А.К. Энергетичесие насосы: Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981. 200 с.
40. Маргулова Т.Х. Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1978. 360 с.
41. Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присняков В.Ф. Дисковые насосы. М.: Машиностроение, 1986. 112 с.
42. Митенков Ф.М., Новинский Э.Г., Будов В.М. Главные циркуляционные насосы АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1984. 320 с.
43. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
44. Мостков М.А., Башкиров А.А. Расчеты гидравлического удара. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1952. 200 с.
45. Насосы, запорно-регулирующая арматура, контрольно-измерительные приборы: Каталог поставляемой и выпускаемой продукции. С.-Пб.: ЗАО «ГИДРОМАШ», 2000. 20 с.
46. Насосы динамические. Ряды основных параметров. ГОСТ 27854 – 88. М.: Издательство стандартов, 1994. 5 с.
47. Насосы осевые типа «О», «ОП» и центробежные вертикальные типа «В»: Каталог-справочник. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1970. 52 с.
48. Насосы. Термины и определения. ГОСТ 17398 72. М.: Издательство стандартов, 1991. 36 с.

Справочник по гидравлике

49. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. М.: Машиностроение, 1979. 344 с.
50. Овсянников Б.В. Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей. М.: Оборонгиз, 1960. 246 с.
51. Осевые насосы: Каталог-справочник. М.: ВИГМ, 1961. 36 с.
52. Папир А.Н. Водометные двигатели малых судов. Л.: Судостроение, 1970. 254 с.
53. Папир А.Н. Осевые насосы водометных двигателей. Л.: Судостроение, 1965. 251 с.
54. Папир А.Н. Осевые насосы водометных двигателей. Л.: Судостроение , 1971. 383 с.
55. Певзнер Б.М. Насосы судовых установок и систем. Л.: Судостроение, 1971. 384 с.
56. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. Л.: Машиностроение, 1969. 524 с.
57. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами РД50-213 – 80. М.: Изд-во стандартов, 1982. 319 с.
58. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М.: Машгиз, 1960. 684 с.
59. Пырков А.А. Конденсатные насосы. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. Сер. ХМ-4, 1975. 36 с.
60. Робожев А.В. Насосы для атомных электрических станций. М.: Энергия, 1975. 136 с.
61. Сборник научно-технических статей. Выпуск 2.: Электромагнитные насосы для транспорта жидких металлов М., Л.: Энергия, 1965. 176 с.
62. Свешников В.К. Международный каталог. Гидрооборудование. М.: Рос. инж. акад. Машиностроение, 1995. 623 с.
63. Слонимский И.Б. Монтаж насосов энергетических блоков. М.: Энергия, 1978. 336 с.
64. Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочник энергетика. М.: Энергостандарт, 1984. 440 с.
65. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. 3-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1989. 351 с.
66. Спасский К.М, Шаумян В.В. Новые насосы для малых подач и высоких напоров. М.: Машиностроение, 1973. 160 с.
67. Справочник монтажника тепловых и атомных электростанций / Д.Я.Виницкий, В.М.Бендерский, Л.Д.Гинзбург-Ших и др. М.: Энергоиздат, 1981. 928 с.
68. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А.Большакова. Киев: Виша шк., 1984. 279 с.
69. Справочник по гидравлическим расчетам / Под ред. П.Г.Киселева. М.: Энергия, 1974. 312 с.
70. Справочник строителя: Монтаж систем внешнего водоснабжения и водоотведения. / Под ред. засл. строителей России А.К.Перешивкина и С.А.Никитина. 5-е издание, переработ. и доп. М.: ГУП ЦПП, 2001. 828 с.
71. Справочное пособие по гидравлике,гидромашинам и гидроприводам. / Под общей редакцией докт. техн. наук Б.Б. Некрасова. 2-е изд., перераб. и доп. Минск: Вышэйшая школа, 1985. 382 с.
72. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. М.: Машгаз, 1960. 464 с.
73. Техническая документация по насосом фирмы FLYGT (Швеция)
74. Техническая документация по насосам фирмы GRUHDFOS (Германия).
75. Техническая документация по насосам фирмы CALPEDA (Италия).
76. Техническая документация по насосам фирмы DAB (Италия).
77. Техническая документация по насосам фирмы MARINA (Италия).
78. Техническая документация по насосам фирмы NOCCHI (Италия).
79. Техническая документация по насосам фирмы WILO (Германия).
80. Техническая документация по насосам фирмы СПАЙРАК САРКО (Великобритания).
81. Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я. Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат, 1976. 304 с.
82. Усаковский В.М. Инерционные насосы. М.: Машиностроение, 1973. 200 с.
83. Усюкин И.П. Установки, машины и аппараты криогенной техники. М.: Легкая промышленность, 1982. 296 с.
84. Усюкин И.П. Установки, машины и аппараты криогенной техники: Атлас. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 184 с.
85. Центробежные консольные насосы общего назначения для воды: Каталог М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1989. 24 с.
86. Чебаевский В.Ф. и др. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок: Учебное пособие для вузов. М.: Колос, 2000. 376 с.
87. Чиняев И.А. Лопастные насосы. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1973. 184 с.
88. Чиняев И.А. Паровые насосы. Л.: Машиностроение, 1980. 189 с.
89. Чиняев И.А. Поршневые насосы в теплоэнергетике. М.: Энергия, 1977. 78 с.
90. Чиняев И.А. Роторные насосы (справочное пособие). Л.: Машиностроение, 1969. 216 с.
91. Шварцман А.С., Рабинович Г.Р., Свердлов И.Ш. и др. Инженерное оборудование индивидуального дома: Справочное пособие. М.: Стройиздат,1993. 134 с.
92. Юшкин В.В. Гидравлика и гидравлические машины. Минск: Выш.шк., 1974. 270 с.
93. Ядерные энергетические установки / Б.Г.Ганчев, Л.Л.Клишевский, Р.С.Демешев и др. М.:Энергоатомиздат, 1983, 504 с.
94. Яременко О.В. Испытания насосов. М.: Машиностроение, 1976. 224 с.

Справочник по гидравлике

Основные условные обозначения к разделу 3

Наименование параметра	Обозначение	Размерность
Атмосферное давление	$p_а$	н/м^2
Вакуумметрическая высота всасывания	$H_{вак}$	м
Весовой расход жидкости	G	Н/с, кГ/с
Время	t	с, час
Высота	z	м
Высота выступов шероховатости на стенках трубопровода	$k_э$	м
Высота установки насоса	$z_{нас}$	м
Гидравлические потери	h_w	м
Давление окружающей среды	$p_о$	Па
Давление насыщенных паров жидкости	$p_п$	Па
Давление при гидроударе	$\Delta p_{уд}$	Па
Диаметр рабочего колеса насоса	D	м
Диаметр трубопровода	d	м
Диаметр эквивалентный (гидравлический)	$D_{экв}$	м
Длина трубопровода	l	м
Допускаемая вакуумметрическая высота всасывания	$H_{вак}^{доп}$	м
Допускаемое напряжение	$\lvert\sigma\rvert$	н/м^2
Допускаемый кавитационный запас	Δh	м
Интенсивность отказов гидроэлементов	λ	1/час
Количество лопаток рабочего колеса	z	–
Коэффициент местного сопротивления	ζ	–
Коэффициент быстроходности	n_s	об/мин
Коэффициент гидравлической характеристики трубопровода	M	с^2/м^5
Коэффициент кинематической вязкости	ν	м^2/с
Коэффициент кинетической энергии	α	–
Коэффициент полезного действия	η	%
Коэффициент потери напора по длине	λ	–
Коэффициент эжекции	n	–

Справочник по гидравлике

Наименование параметра	Обозначение	Размерность
Массовый расход жидкости	$\dot{m}$	кг/с
Мощность электродвигателя установочная	N	кВт
Напор насоса	H	м, Дж/кг
Напряжение при гидроударе	$\sigma_{уд}$	н/м^2
Объем	W	м^3
Объемный расход жидкости	Q	м^3/с, м^3/час
Относительный напор	$\bar{H}$	–
Перепад давления	Δp	Па
Периметр сечения трубопровода	П	м
Плотность вещества	ρ	кг/м^3
Площадь	S	м^2
Подача насоса	Q (L)	м^3/с, м^3/час
Полезная мощность насоса	$N_{п}$	кВт
Полные потери давления в трубопроводе	Δp_w	Па
Потери давления на местном сопротивлении	$\Delta p_{м}$	Па
Потери давления на преодоление сопротивления трения (потери по длине)	Δp_l	Па
Потери напора по длине	h_l	м
Скорость распространения возмущения	a	м/с
Средняя скорость потока жидкости	V	м/с
Статический напор	$H_{ст}$	м
Толщина стенки трубопровода	δ	м
Угол закрутки лопатки	β	град
Угол при входе жидкости на лопатку	α	град
Удельный вес вещества	γ	Н/м^3
Ускорение свободного падения	g	м/с^2
Число оборотов рабочего колеса насоса	n	об/мин

Справочник по гидравлике

Раздел 3

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ

Перекачка (подача) жидкости в гидравлических системах осуществляется за счет разности напоров жидкости на входе в трубопровод и на выходе из него. Этот перепад напоров может создаваться за счет разности уровней жидкости (самотечные системы), повышенного давления в расходной емкости (вытеснительные системы) либо благодаря работе насоса (насосная система подачи жидкости).

На основе опыта решения инженерных задач первым этапом является постановка задачи, которая включает в себя формулировку конечных целей расчета (что нужно сделать), определение исходных данных (что для этого есть), перечень и диапазон варьируемых показателей и т. д.

Этап гидравлического расчета рассматриваемых систем начинается с расчета гидравлической характеристики трубопровода. Методика расчета гидравлической характеристики трубопровода зависит от его вида.

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

С точки зрения методики гидравлического расчета все трубопроводы делят на простые и сложные, длинные и короткие.

Простым трубопроводом называется трубопровод постоянного диаметра без ответвлений (рис. 3.1). Всякий другой трубопровод будет сложным (рис. 3.2).



Рис. 3.1. Простой трубопровод

Сложные трубопроводы могут представлять собой последовательное соединение простых, последовательное и параллельное соединение простых, соединение нескольких простых трубопроводов в одном сечении (разветвленный трубопровод).

Длинными трубопроводами называются трубопроводы, в которых преобладают потери напора по длине. В случае длинных трубопроводов местными потерями напора обычно пренебрегают или принимают их равными 5–10% от потерь напора по длине.

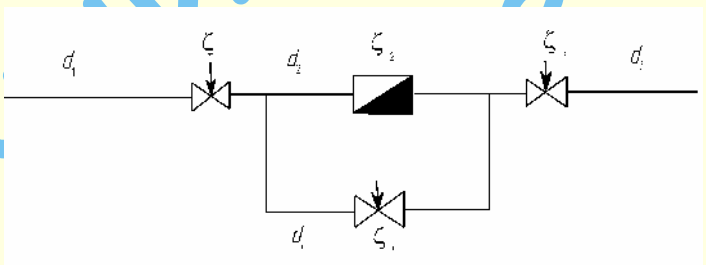


Рис. 3.2. Сложный трубопровод

Короткими называются трубопроводы, в которых местные потери напора составляют более 10%. При расчете этих трубопроводов учитывают как потери напора по длине, так и местные потери.

3.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБОПРОВОДОВ

Решение гидравлических задач упрощается при использовании гидравлической характеристики (ГХ) трубопровода. *Гидравлической характеристикой трубопровода называется зависимость суммарных потерь напора в трубопроводе h_w от объемного расхода жидкости Q*:

$$h_w = f(Q).$$

Она может быть выражена либо аналитически в виде формулы (3.2), либо в виде графика зависимости h_w от Q (рис. 3.3).

3.2.1. Гидравлическая характеристика простого трубопровода

Рассмотрим аналитическую форму ГХ простого трубопровода (рис. 3.1). Общие потери напора в таком трубопроводе могут быть найдены простым суммированием потерь напора по длине и потерь напора на местных сопротивлениях 1, 2 и 3:

$$h_w = h_l + h_{м1} + h_{м2} + h_{м3} = \lambda\left(\frac{l}{d}\right)\left(\frac{V^2}{2g}\right) + \zeta_1\left(\frac{V^2}{2g}\right) + \zeta_2\left(\frac{V^2}{2g}\right) + \zeta_3\left(\frac{V^2}{2g}\right);$$

Справочник по гидрав

$$h_w = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta_i\right)\left(\frac{V^2}{2g}\right), \qquad (3.1)$$

где λ – коэффициент потерь напора по длине;
l – длина трубопровода;
d – диаметр трубопровода;
ζ_i – коэффициент местной потери напора на i-том сопротивлении;
i – порядковый номер местного сопротивления (i = 1,2,3);
V – средняя скорость жидкости в трубопроводе.

Выражая в формуле (3.1) среднюю скорость через расход Q, получим

$$h_w = MQ^2, \qquad (3.2)$$

$$M = (\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i) \frac{8}{g\pi^2 d^4},$$

где n – количество местных сопротивлений.

В выражении (3.2) коэффициент M называется коэффициентом гидравлической характеристики и имеет размерность [с^2/ м^5].

Формула (3.2) позволяет рассчитать ГХ простого трубопровода и построить ее графическое изображение. С этой целью в общем случае необходимо для ряда ожидаемых расходов Q_j определить соответствующие значения скорости V_j и числа Re_j, найти по формулам, таблицам или графикам раздела 1 значения коэффициентов потерь и их сумму $\Sigma\zeta_i$ и λ_i, подсчитать значения M_j, h_{wj} и по точкам с координатами Q_j и h_{wj} построить график ГХ трубопровода (рис. 3.3). Характер этой зависимости определяется режимом движения жидкости.

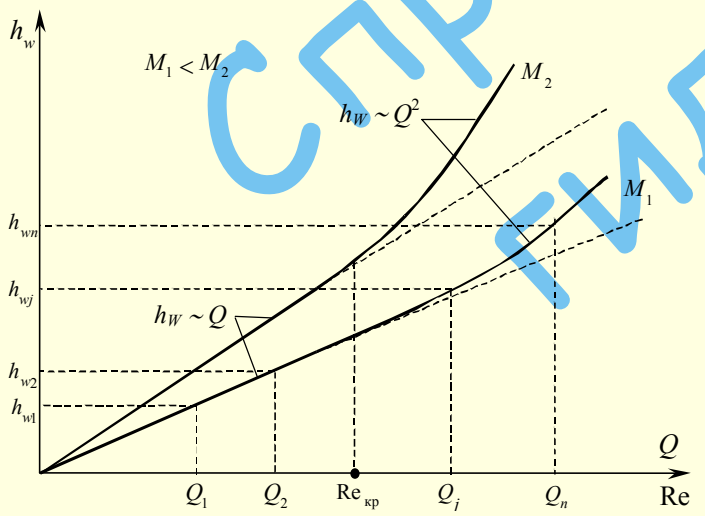


Рис. 3.3. Построение гидравлической характеристики простого трубопровода

При ламинарном режиме ГХ изображается прямой линией, проходящей через начало координат. Такой характер ГХ обусловлен тем обстоятельством, что коэффициент M обратно пропорционален расходу (см. зависимости коэффициентов потерь напора от числа Рейнольдса в разделе 1.7). Наклон ГХ определяется величиной коэффициента M, зависящей от гидравлического сопротивления трубопровода.

При турбулентном режиме и квадратичном законе сопротивления коэффициенты потерь напора λ и ζ, а следовательно, и коэффициент ГХ M, не зависят от числа Рейнольдса. Поэтому ГХ имеет вид параболы второй степени в соответствии с формулой (3.2). В случае, когда величина расхода Q, а следовательно, число Рейнольдса, определяемое ею, лежит в диапазоне между ламинарным и квадратичным турбулентным режимами, ГХ имеет нелинейный характер, отличный от квадратичного.

3.2.2. Гидравлические характеристики сложных трубопроводов

При расчете ГХ сложного трубопровода он разбивается на ряд участков, представляющих собой простые трубопроводы. Имея ГХ простых трубопроводов, по правилам, изложенным ниже, строят ГХ сложного трубопровода**.** Рассмотрим примеры расчета и построения ГХ сложных трубопроводов.

Пример 1. Сложный трубопровод, состоящий из последовательно соединенных простых трубопроводов.

Последовательное соединение трех простых трубопроводов различной длины, разных диаметров, содержащих различные местные сопротивления, показано на рис. 3.4. Начальное сечение трубопровода обозначим буквой A, конечное – B. Величины, относящиеся к участку *1*, обозначим индексом 1, к участку *2* – индексом 2 и т. д.

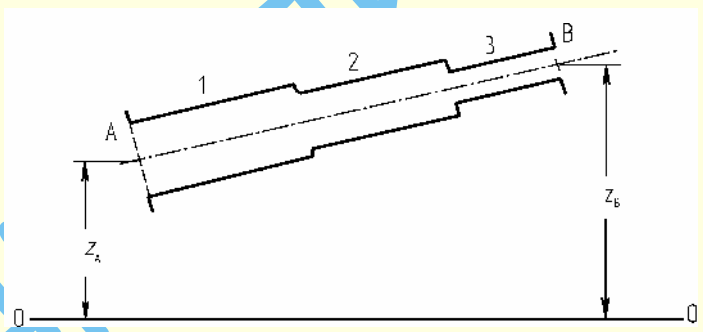


Рис. 3.4. Последовательное соединение простых трубопроводов

Очевидно, что расход Q во всех последовательно соединенных трубопроводах будет одинаковым. Поэтому можно записать

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3. \qquad (3.3)$$

Полные потери напора в таком трубопроводе равны сумме потерь напора в составляющих простых трубопроводах

$$h_{wA-B} = h_{w1} + h_{w2} + h_{w3}. \qquad (3.4)$$

С учетом (3.2) имеем:

$$MQ^2 = M_1Q^2 + M_2Q^2 = M_3Q^2.$$

Отсюда следует, что коэффициент ГХ сложного трубопровода, представляющего последовательное соединение простых, равен сумме коэффициентов ГХ составляющих его простых трубопроводов

$$M = \sum_{i=1}^{n} M_i \qquad i = 1, 2, 3 \ldots n, \qquad (3.5)$$

где n – количество простых трубопроводов, входящих в последовательное соединение.

Из соотношений (3.3) и (3.4) вытекает правило построения ГХ последовательно соединенных трубопроводов: необходимо сложить графики ГХ составляющих простых трубопроводов по

Справочник по гидравлике

вертикали, т. е. выполнить сложение потерь напора на всех участках при одинаковых расходах. Графическое построение, соответствующее этому правилу, показано на рис. 3.5.

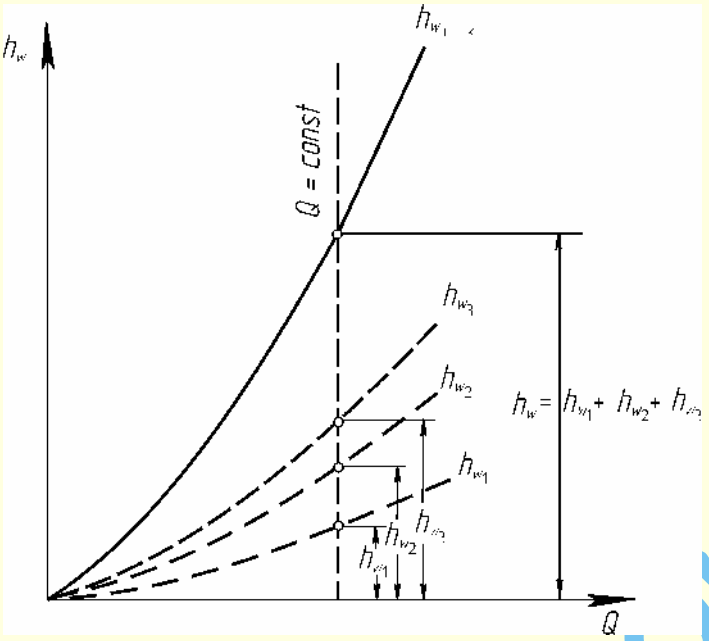


Рис. 3.5. Построение ГХ сложного трубопровода при последовательном соединении простых трубопроводов

Пример 2. Сложный трубопровод, состоящий из параллельно соединенных простых трубопроводов.

Параллельное соединение нескольких различных простых трубопроводов между сечениями *A* и *B* показано на рис. 3.6.

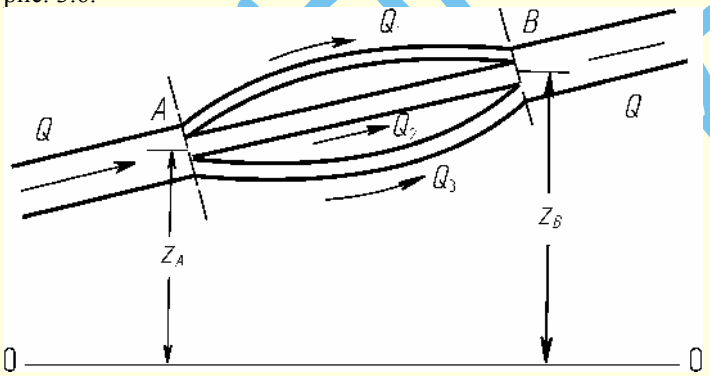


Рис. 3.6. Параллельное соединение простых трубопроводов

Обозначим расход в трубах до разветвления в сечении *A* и после слияния в сечении *B* через *Q*, а в параллельных трубопроводах – через Q_1, Q_2, Q_3. Из рисунка видно, что

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \qquad (3.6)$$

При этом расходы в простых трубопроводах устанавливаются разными (в зависимости от диаметров и длин трубопроводов, количества и вида местных сопротивлений), но такими, при которых для всех ветвей соблюдается равенство напоров в сечении *B*. Так как потери напоров в каждом из трубопроводов равны разности напоров в сечениях *A* и *B*, то отсюда следует, что потери напоров в параллельно соединенных простых трубопроводах одинаковы

$$h_w = h_{w1} = h_{w2} = h_{w3}. \qquad (3.7)$$

Из (3.6) и (3.7), используя (3.2), получим

$$M = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{1}{\sqrt{M_i}}\right)^2}. \qquad (3.8)$$

Для построения ГХ сложного трубопровода, состоящего из параллельно соединенных простых трубопроводов, необходимо построить ГХ простых трубопроводов, а затем сложить эти характеристики по горизонтали, т. е. сложить расходы во всех простых трубопроводах при постоянных величинах потерь напора. Указанное правило построения ГХ вытекает из (3.6) и (3.7). На рис. 3.7 показано графическое построение по этому правилу ГХ сложного трубопровода при параллельном соединении.

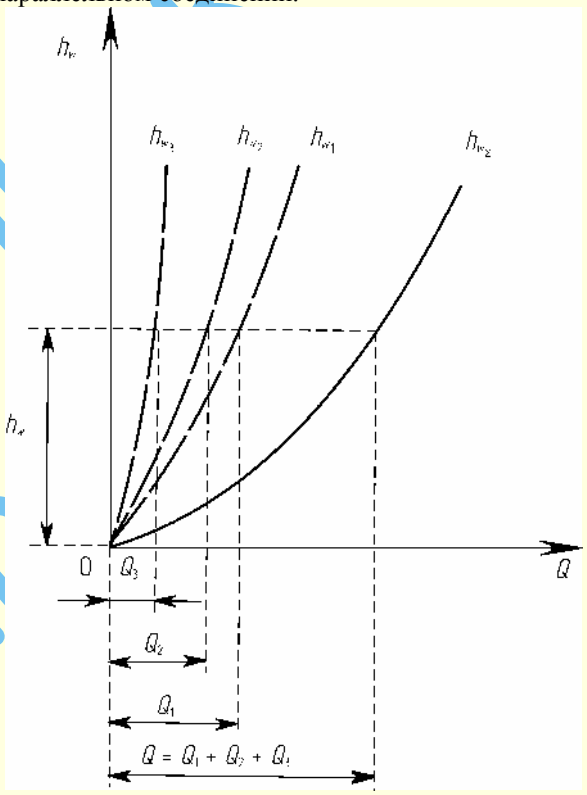


Рис. 3.7. Построение ГХ сложного трубопровода при параллельном соединении простых трубопроводов

Пример 3. Сложный трубопровод, представляющий собой последовательное и параллельное соединение простых трубопроводов.

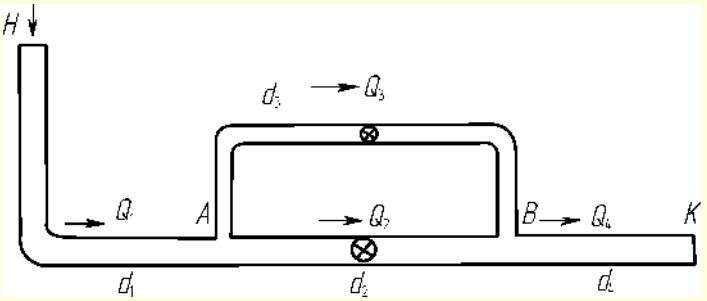


Рис. 3.8. Схема сложного трубопровода

Схема такого трубопровода показана на рис. 3.8. В соответствии с установленными выше правилами ГХ такого тру-

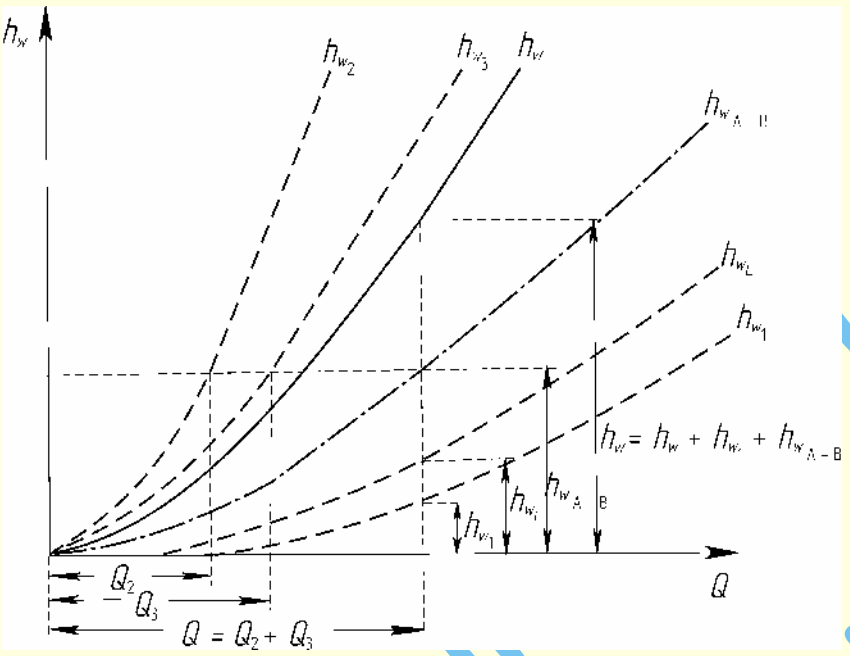


Рис. 3.9. Построение ГХ сложного трубопровода при последовательном и параллельном соединении простых трубопроводов

бопровода может быть рассчитана по формуле (3.2), если коэффициент ее ГХ определить как

$$M = M_1 + \left(\frac{1}{\sqrt{M_2}} + \frac{1}{\sqrt{M_3}} \right)^2 + M_4 . \qquad (3.9)$$

Для графического построения ГХ такого трубопровода нужно рассчитать и построить ГХ простых трубопроводов, затем сложить по горизонтали ГХ трубопроводов 2 и 3, соединенных параллельно. Полученную от сложения ГХ параллельного соединения далее необходимо сложить по вертикали с ГХ первого и четвертого трубопроводов. Пример такого построения приведен на рис. 3.9.

3.2.3. Уравнение для расчета систем перекачки жидкости

Рассмотрим систему, состоящую из расходного резервуара, трубопровода с насосом и приемной емкости (рис. 3.10).

Будем считать, что движение в трубопроводе установившееся. Трубопровод может быть как простым, так и сложным. Выберем четыре сечения в системе – 1, вх., вых. и 2. Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-вх. и вых.-2, где сечения вх. и вых. соответственно сечения на входе и выходе насоса

$$H_1 = H_{\text{вх}} + h_{w1-\text{вх}}(Q);$$

$$H_{\text{вых}} = H_2 + h_{w\text{вых}-2}(Q).$$

Складывая выражения, после соответствующих преобразований будем иметь

$$(H_1 - H_2) + (H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}}) = h_{w1-\text{вх}}(Q) + h_{w\text{вых}-2}(Q).$$

Сумма в правой части полученного равенства есть не что иное, как суммарные потери напора во всем трубопроводе от сечения 1 до сечения 2, включающие потери напора по длине и потери на местных сопротивлениях $h_{w1-2}(Q)$, которые зависят от расхода Q. Эта зависимость называется гидравлической характеристикой трубопровода и представляется в виде (3.2): $h_{w1-2}(Q) = MQ^2$.

Разность: $(H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}})$ представляет собой напор $H_{\text{нас}}$, создаваемый насосом с учетом гидравлических потерь в нем и зависящий от расхода, т.е. напорную характеристику насоса $H_{\text{нас}}(Q)$. С учетом этого последнее выражение можно переписать в виде

$$\Delta H_{1-2} + H_{\text{нас}}(Q) = h_{w1-2}(Q), \qquad (3.10)$$

где $\Delta H_{1-2} = H_1 - H_2$ – разность напоров в начальном сечении 1 и конечном сечении 2.

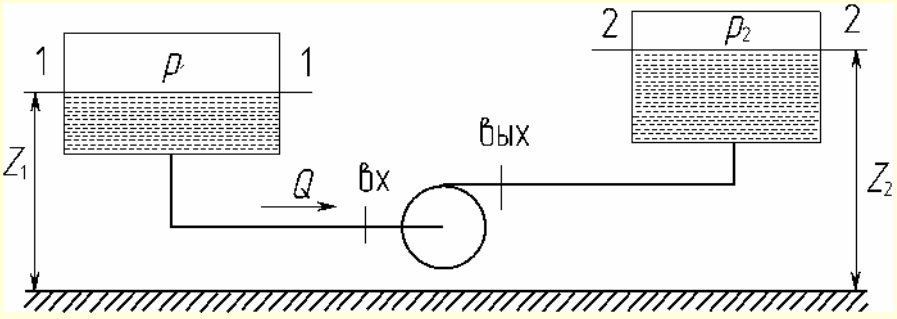


Рис. 3.10. Схема насосной системы перекачки жидкости

Справочник по гидравлике

Уравнение (3.10) является основным уравнением гидравлического расчета систем перекачки жидкости.

3.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БЕЗНАСОСНЫХ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ

Перекачка жидкости в безнасосных системах (рис. 3.11) осуществляется либо самотеком, либо за счет вытеснения жидкости сжатыми газами (вытеснительная или газобаллонная перекачка).

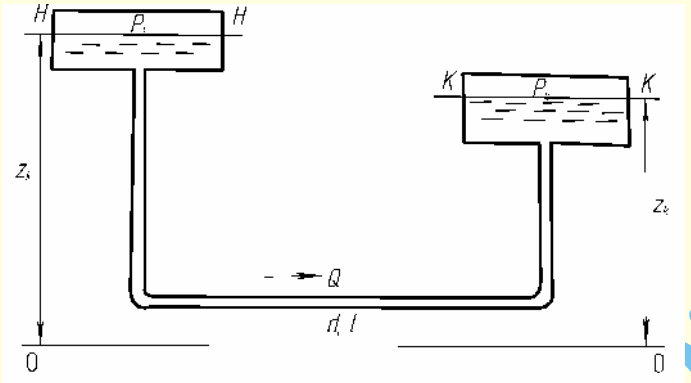


Рис. 3.11. Схема безнасосной системы перекачки жидкости

В этом случае основное расчетное уравнение (3.10) можно записать в виде:

$$\Delta H_{1-2} = h_{w1-2}(Q), \qquad (3.11)$$

где $\Delta H_{1-2} = H_1 - H_2 = (z_1 - z_2) + \dfrac{(p_1 - p_2)}{\gamma} + \dfrac{(\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2)}{2g}$.

На практике, как правило, площади сечений расходного и приемного резервуаров намного больше площади сечения трубопровода, поэтому скорости V_1 и V_2 приближенно принимают равными нулю. Тогда

$$\Delta H_{1-2} = (z_1 - z_2) + \frac{(p_1 - p_2)}{\gamma}.$$

Когда $p_1 = p_2$, то подача жидкости осуществляется за счет геометрического напора $(z_1 - z_2)$, который должен быть обязательно положительным и не меньше потерь напора в магистрали $h_w(Q)$.

Вытеснительная подача осуществляется за счет разности давлений, при этом $(z_1 - z_2)$ может быть как положительным, так и отрицательным. В процессе перекачки жидкости разность $(z_1 - z_2)$ может меняться, поэтому для обеспечения установившегося процесса это изменение должно компенсироваться изменением давления p_1 в расходной емкости.

Уравнение (3.11) устанавливает связь между ΔH_{1-2}, расходом Q и диаметром трубопровода d, который определяет расход, а при заданной длине трубопровода — и потери напора в системе.

Возможны три типа задач, когда заданы две из трех величин: ΔH_{1-2}, Q и d, и необходимо найти третью.

В том случае, когда разность напоров в сечениях 1 и 2 является заданной величиной, она называется располагаемым напором и обозначается $\Delta H_{1-2} \equiv H_{\text{расп}}$. В противном случае, когда ΔH_{1-2} – искомая величина при заданных Q и d, ее называют потребным напором: $\Delta H_{1-2} \equiv H_{\text{потр}}$, т.е. напором, который требуется для обеспечения заданного расхода Q в трубопроводе диаметром d. Рассмотрим возможные типы задач и методы их решения.

Определение потребного напора

Дано: расход Q, диаметр трубопровода d. Требуется определить $H_{\text{потр}}$. При этом обычно считают, что напор на одном конце трубопровода известен. Из уравнения (3.11) видно, что решение задачи сводится к определению потерь напора в трубопроводе h_w. При заданных расходе и геометрии трубопровода потери определяются однозначно по формуле (3.2).

Поясним ход решения. По расходу Q и диаметру d определяются скорость V, число Re и режим движения жидкости. После этого по соответствующим формулам, графикам и таблицам раздела 1 определяются коэффициенты потерь напора λ и ζ_i, коэффициент ГХ M и, наконец, потери напора h_w, которые согласно (3.11) равны искомому потребному напору. Последовательность хода решения задачи можно пояснить следующей схемой:

$$Q,d \to V \to \mathrm{Re} \to \lambda, \quad \Sigma\zeta_i \to M \to h_w = MQ^2.$$

Определение расхода жидкости

Дано: располагаемый напор $H_{\text{расп}}$, диаметр трубопровода d. Определить расход Q.

В этом случае аналитическое решение задачи несколько сложнее, чем в задаче, рассмотренной выше. Рассмотрим аналитический метод решения. Из (3.11) и (3.2) следует

$$Q = \frac{\sqrt{H_{\text{расп}}}}{M}. \qquad (3.12)$$

Однако прямое вычисление по формуле (3.12) невозможно, так как коэффициенты λ и ζ_i, входящие в формулы для определения M, являются функциями числа Re, зависящего от скорости V, которая в свою очередь определяется величиной неизвестного пока расхода Q. Поэтому решение будем искать методом последовательных приближений, полагая, что в первом приближении реализуется квадратичный закон сопротивления. Для этого, задаваясь значениями λ и ζ_i в автомодельной области чисел Re, определяем в первом приближении по (3.12) расход Q_1. По найденному Q_1 определяем скорость V_1 и число Re_1 первого приближения, а по Re_1 определяем более точные значения λ_2 и ζ_{2i}. После этого вычисляем M_2 и по формуле (3.12) Q_2 – расход во втором приближении. Расчет следует продолжать до тех пор, пока разность $Q_{n+1} - Q_n$ не окажется меньше заданной погрешности. Обычно бывает достаточно двух-трех приближений.

Графический метод определения расхода сводится к построению ГХ системы. Затем откладываем на оси ординат величину $H_{\text{расп}}$ и через полученную точку проводим прямую, параллельную оси абсцисс. В точке пересечения этой прямой с ГХ системой, называемой рабочей точкой, выполняется равенство (3.11). Поэтому расход, соответствующий данной точке пересечения, и будет искомым расходом (рис. 3.12*а*).

Справочник по гидравлике

Определение диаметра трубопровода

Дано: расход Q, располагаемый напор $H_{\text{расп}}$. Определить диаметр трубопровода d.

Аналитическое определение диаметра трубопровода является достаточно сложной задачей. Намного проще эта задача решается графически. Сущность решения заключается в следующем. Задаваясь рядом значений диаметров d_i, определяем соответствующие им числа Re_i и коэффициенты потерь напора λ_i и $\zeta_{i,j}$. Далее по этим значениям вычисляем значения коэффициентов ГХ M_i , и по заданному расходу Q определяем потери напора h_{wi}. Затем по точкам d_i и h_{wi} строим график зависимости $h_w = f(d)$, и по заданному располагаемому напору $H_{\text{расп}}$ определяем искомое значение диаметра трубопровода, как показано на рис. 3.12*б*.

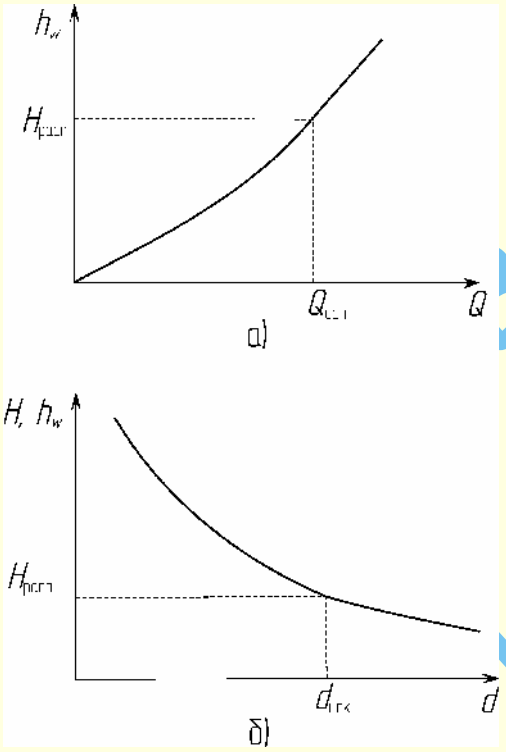


Рис. 3.12. Графическое определение расхода (*а*) и диаметра трубопровода (*б*)

Затем в соответствии с сортаментом труб выбирается ближайшее большее значение диаметра по ГОСТу (см. приложение 3.2) и уточняются значения Q и H.

3.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ

Выше рассмотрены простые и сложные трубопроводы без указания способа перекачки жидкости. В большинстве случаев перекачка жидкости осуществляется тем или иным насосом. Трубопровод с насосной системой перекачки жидкости может быть разомкнутым и замкнутым. Рассмотрим разомкнутый трубопровод с центробежным насосом.

3.4.1. Гидравлические схемы систем перекачки жидкости с центробежным насосом (ЦБН)

Система перекачки жидкости с центробежным насосом обычно включает в себя следующие элементы: расходную и приемную емкости; насос (или несколько насосов); трубопроводы; гидроарматуру; контрольно-измерительные приборы. Некоторые типовые схемы гидравлических систем с ЦБН показаны на рис. 3.13. Возможны и другие варианты схем гидравлических систем.

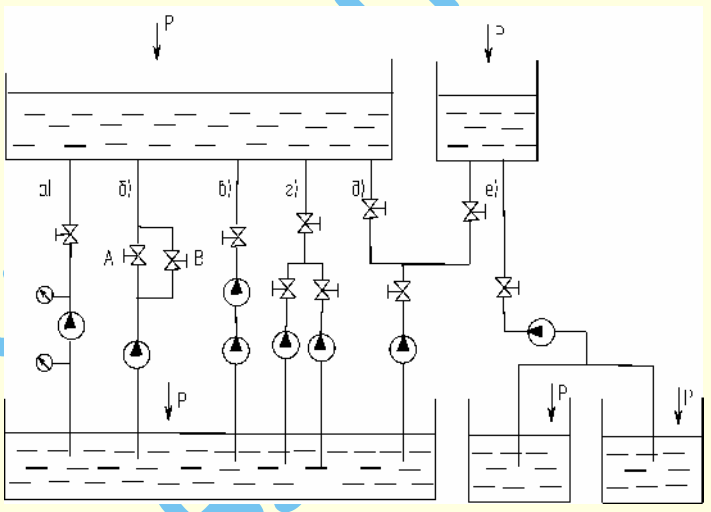


Рис. 3.13. Типовые схемы систем перекачки жидкости с ЦБН

На рис. 3.13 показано:

Схема *а*) – включает в себя всасывающий и напорный трубопроводы, соединенные между собой последовательно (диаметр всасывающего трубопровода обычно больше диаметра напорного трубопровода) ЦБН и другие элементы. Данная схема используется, например, при подаче воды от источника водозабора в водонапорную башню.

Схема *б*) – включает в себя напорный трубопровод и параллельный участок *B*, который предназначен для точной подачи объема жидкости в приемную емкость.

Схема *в*) – представляет собой последовательное соединение двух ЦБН; данная схема используется, например, при повышении давления в водопроводной сети в квартирах, расположенных на верхних этажах здания.

Схема *г*) – представляет собой параллельное соединение двух ЦБН; данная схема используется для увеличения подачи жидкости, например, при подаче воды на пожаре.

Схема *д*) – представляет собой работу ЦБН на две приемные емкости.

Схема *е*) – представляет собой работу ЦБН из двух расходных емкостей на одну приемную емкость; данная схема используется, например, для питания одного двигателя из двух емкостей.

При гидравлических расчетах систем можно условно выделить два вида расчетов: поверочный и проектировочный.

При поверочном расчете по заданной гидравлической схеме, например, определяется подача насоса в систему, проверяется насос на кавитацию, проверяется система на гидроудар и т.д.

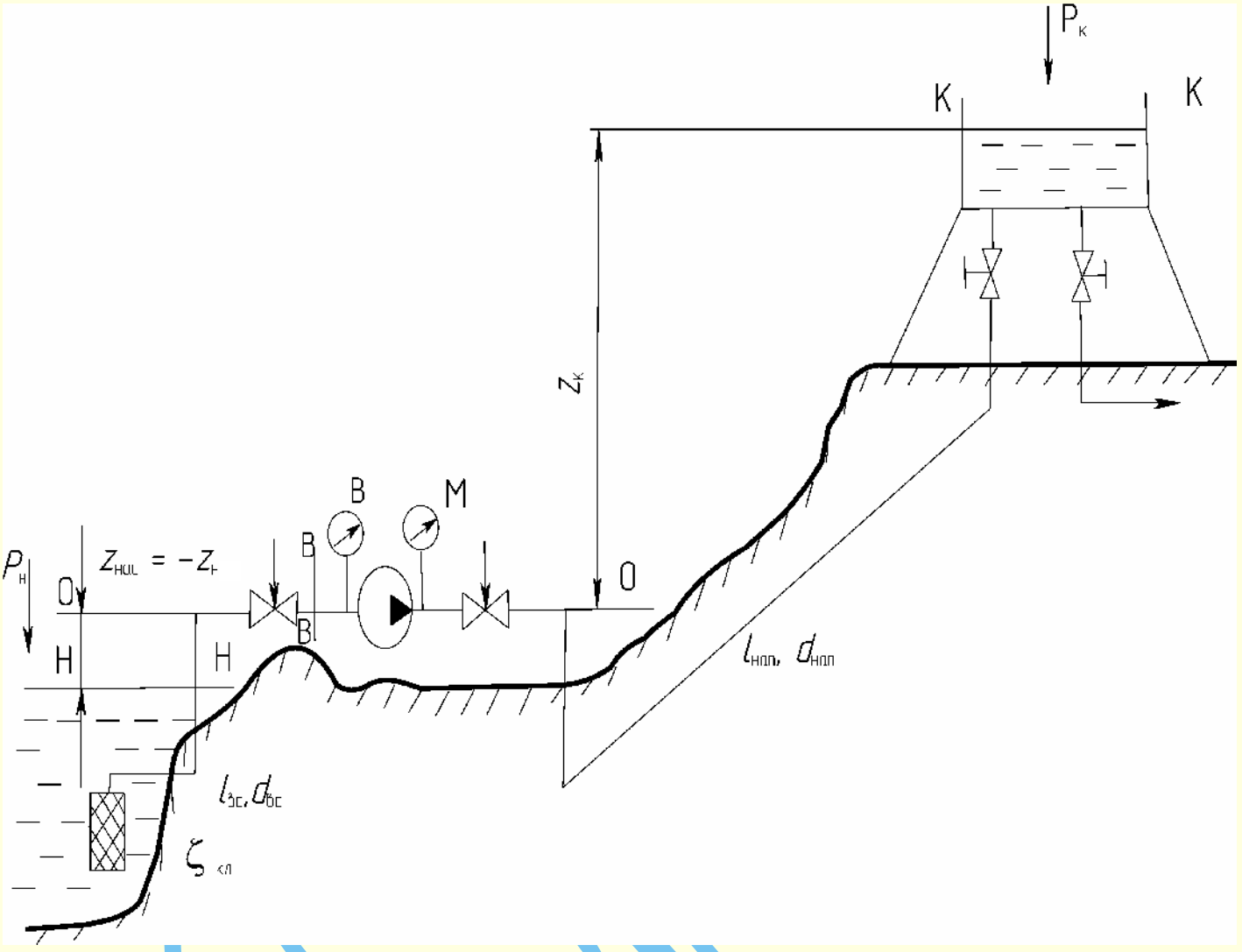


Рис. 3.14. Гидравлическая схема системы водоснабжения

Проектировочный расчет включает в себя определение конструктивных элементов системы, например, подбор типа насоса, определение диаметров трубопроводов всасывающей и напорной магистралей и т.д.

Независимо от вида расчета часть показателей гидравлической системы должна задаваться, а часть показателей находится в процессе гидравлического расчета системы. На этапе разработки системы гидравлические вопросы должны увязываться с вопросами эксплуатации, энергоснабжения, прочности, стоимости и т.д.

Поэтому подход к гидравлической системе только с позиции гидравлики является неполным. Несмотря на различие в постановке задачи поверочный и проектировочный расчеты имеют много общего, поэтому разделять их не будем.

Расчеты гидравлических систем можно классифицировать и по другим признакам: аналитические расчеты, расчеты методом последовательных приближений, графические решения и т.д.

3.4.2. Определение подачи центробежного насоса в систему. Подбор насоса

Задачу расчета подачи ЦБН в гидросистему можно сформулировать следующим образом: известна схема системы (рис. 3.14), перекачиваемая жидкость, размеры всех элементов системы, положение свободных поверхностей жидкости и т.д.

Требуется подобрать насос для гидросистемы и найти подачу, которая будет обеспечиваться системой при установившемся режиме работы насоса и условии отсутствия кавитации в элементах системы.

Для системы без разветвления трубопроводов расчет состоит в решении уравнения энергии (3.10), записанном в развернутом виде:

$$H_{\text{н}} + H_{\text{нас}}(Q) = H_{\text{к}} + h_{w_{\text{н-к}}}(Q), \qquad (3.13)$$

где $H_{\text{н}} = z_{\text{н}} + \dfrac{p_{\text{н}}}{\rho g}$ – напор в сечении н-н ;

$H_{\text{к}} = z_{\text{к}} + \dfrac{p_{\text{к}}}{\rho g}$ – напор в сечении к-к ;

$H_{\text{нас}}$ – напор насоса;

$h_{w_{\text{н-к}}}$ – потери напора в системе на участке н-к .

Предполагается, что объемы емкостей достаточно большие и можно принять $V_{\text{н}} = V_{\text{к}} = 0$.

Если уравнение (3.13) переписать в виде

$$H_{\text{нас}} = \left(z_{\text{к}} + \frac{p_{\text{к}}}{\rho g} \right) - \left(z_{\text{н}} + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} \right) + h_{w_{\text{н–к}}} \qquad (3.14)$$

и обозначить

$$H_{\text{ст}} = H_{\text{к}} - H_{\text{н}} = z_{\text{к}} - z_{\text{н}} + \frac{p_{\text{к}} - p_{\text{н}}}{\rho g}, \qquad (3.15)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор (потенциальный напор, гидростатический напор), то получим

$$H_{\text{нас}} = H_{\text{ст}} + h_{w_{\text{н–к}}} . \qquad (3.16)$$

Из этого уравнения видно, что напор насоса обеспечивает преодоление гидравлических потерь $h_{w_{\text{н–к}}}$ и статического напора $H_{\text{ст}}$. Обычно это уравнение решается графически. Для этого задаются рядом значения расходов Q, рассчитывают и строят гидравлическую характеристику трубопровода. К ординатам этой характеристики добавляют значения $H_{\text{ст}}$ и получают в итоге кривую

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + h_{w_{\text{н–к}}} , \qquad (3.17)$$

которую называют кривой потребного напора.

По заданной подаче Q определяют графически величину потребного напора $H_{\text{потр}}$ (точка A, рис. 3.15). Далее подбор ЦБН и отыскания его типа выполняют по свободным графикам полей насосов Q–H, приведенных в разделе 2 (см. рис. 2.20.). Точку A называют рабочей (режимной) точкой насосной установки.

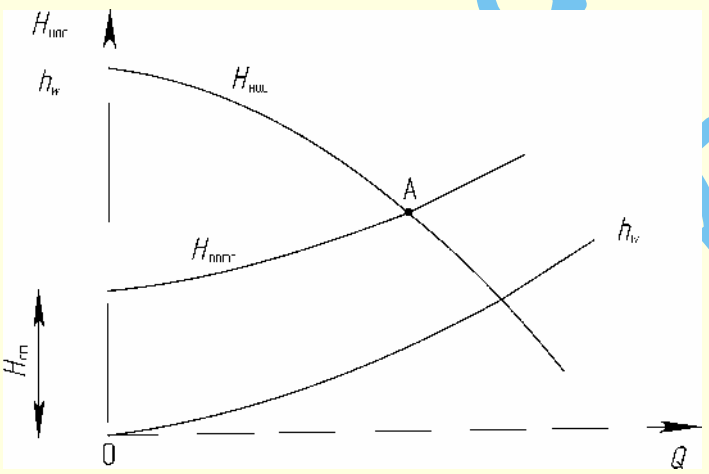


Рис. 3.15. Определение подачи ЦБН в гидравлическую систему

Для подбора насоса по Q и H на выбранный график наносят режимную точку A и выбирают подходящий тип насоса.

Если точка A попадает в нижнюю часть четырехугольника поля насоса (см. 2.19), то можно использовать ЦБН с обточенным рабочим колесом. Если точка A не попадает на рабочее поле какого-либо типа ЦБН, то необходимо выбрать ближайший тип ЦБН или обратиться к сводному графику других полей насосов.

По сводному графику поля насосов Q–H можно выполнить лишь предварительный подбор типа ЦБН. Дальнейшая проверка правильности выбора ЦБН производится непосредственно по характеристике насоса. По характеристике ЦБН выполняется дальнейший расчет показателей системы, т.е. Q, H, N, $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ и др.

Если задан тип ЦБН и его характеристика, то совместно решаются уравнения

$$H_{\text{нас}} = f(Q) \quad \text{и} \quad h_w = f(Q) .$$

Уравнение $H_{\text{нас}} = f(Q)$ обычно задается графически, уравнение $h_w = f(Q)$ – аналитически. Для их совместного решения необходимо оба уравнения представить одинаково, например, в графической форме. При решении уравнений в графической форме необходимо все построения выполнять в одинаковом масштабе. Пересечение кривых $H_{\text{ст}} + h_{w_{\text{н–к}}} = f(Q)$ и $H = f(Q)$ определяет подачу насоса в систему и другие показатели насоса и системы.

3.4.3. Проверка центробежного насоса на кавитацию

Центробежный насос подключается к выходному патрубку всасывающей магистрали, где статическое давление минимально и, так как на входе в насос давление также снижается, кавитация в насосе возникает значительно раньше, чем в элементах трубопровода. Поэтому в первую очередь на кавитацию проверяется насос и всасывающая магистраль системы. Для проверки насоса на кавитацию рассчитывается величина вакуума на входе в насос $H_{\text{вак}}$. Практическим условием бескавитационной работы насоса является условие:

$$H_{\text{вак}} \le H_{\text{вак}}^{\text{доп}} , \qquad (3.18)$$

где величина $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$ – допустимый вакуум на входе в насос – определяется по паспорту насоса.

Величину $H_{\text{вак}}$ для заданной гидравлической системы можно определить, записав уравнение энергии для сечений н-н и в-в (рис. 3.14):

$$z_{\text{н}} + \frac{p_{\text{н}}}{\gamma} + \frac{\alpha_{\text{н}} v_{\text{н}}^2}{2g} = z_{\text{в}} + \frac{p_{\text{в}}}{\gamma} + \frac{\alpha_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2g} + h_{w_{\text{н–в}}} . \qquad (3.19)$$

Полагая $z_{\text{н}} = 0$, $V_{\text{н}} = 0$, $\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{в}} = 1$, $z_{\text{в}} = z_{\text{нас}}$ ($z_{\text{нас}}$ – высота установки насоса), получаем

$$\frac{p_{\text{н}}}{\gamma} = z_{\text{нас}} + \frac{p_{\text{в}}}{\gamma} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} + h_{w_{\text{н–в}}} . \qquad (3.20)$$

Если в расходном баке атмосферное давление $p_{\text{н}} = p_{\text{а}}$, то

$$\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{в}}}{\gamma} = \frac{p_{\text{а}} - p_{\text{в}}}{\gamma} = H_{\text{вак}} . \qquad (3.21)$$

Из уравнения (3.20) для величины вакуума на входе в насос имеем выражение

$$H_{\text{вак}} = z_{\text{нас}} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} + h_{w_{\text{н–в}}} . \qquad (3.22)$$

Насос без кавитации будет работать нормально, если $H_{\text{вак}} < H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$.

Если в результате проверки обнаружится, что насос работает в кавитационном режиме, то можно рекомендовать следующие способы устранения кавитации:

1. Уменьшение высоты установки насоса. Предельно допустимую высоту установки насоса $z_{\text{нас. пр.}}$ можно определить из формулы (3.22), положив в ней $H_{\text{вак}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$:

$$z_{\text{нас. пр.}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} - h_{w_{\text{н–в}}} . \qquad (3.23)$$

ДВОЧНИК ПО ДРОВЛИКЕ

2. Увеличение давления в расходной емкости (наддув). Потребный наддув приближенно можно определить, исходя из разницы действительного и допустимого вакуума на входе в насос:

$$p_{н} = (H_{вак} - H_{вак}^{доп})\gamma \,. \qquad (3.24)$$

3. Увеличение диаметра всасывающей магистрали. Этот способ является наиболее эффективным, так как при этом уменьшение величины вакуума при заданном расходе пропорционально уменьшению скорости в квадрате и уменьшению потерь напора, которые обратно пропорциональны d^5. При этом выбор d целесообразно увязывать с назначением величины наддува расходной емкости.

4. Установка преднасоса. Например, в системах подачи компонентов топлива реактивных двигателей, а также в системах двигателей ракет для устранения кавитации основного центробежного насоса перед ним устанавливают дополнительный менее чувствительный к кавитации насос, который называют преднасосом. В качестве преднасосов используют, например, струйные или вихревые насосы.

В паспортах центробежных насосов прошлых лет выпусков в качестве кавитационного показателя приводится допустимое значение кавитационного запаса $\Delta h_{доп.}$

Геометрическую высоту установки насоса в этом случае можно определить по формуле

$$z_{нас} \le \frac{p_{атм}}{\rho g} - \Delta h_{доп} - h_{w_{вс}} - \frac{p_{п}}{\rho g}\,, \qquad (3.25)$$

где $h_{w_{вс}}$ – потери напора во всасывающей магистрали насоса; $p_{п}$ – давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости.

Формула (3.25) учитывает плотность жидкой среды, ее температуру и величину атмосферного давления.

3.4.4. Проверка системы на гидроудар

Проверка системы на гидроудар заключается в определении напряжения в стенках труб при возможных гидравлических ударах и сравнении этого напряжения с допустимым. Гидравлический удар в системе может возникнуть при закрытии клапана на трубопроводе или при внезапной остановке насоса.

Проверку на гидроудар, возникающий в момент закрытия клапана в напорном трубопроводе, начинаем с расчета ударного напряжения в стенке трубопровода, считая удар прямым:

$$\sigma_{уд} = \frac{\Delta p_{уд} d}{2\delta}\,, \qquad (3.26)$$

где $\Delta p_{уд}$ – ударное давление, определяемое по формуле (1.164), d, δ – диаметр и толщина стенки трубопровода.

Если окажется, что

$$\sigma_{уд} < \sigma_{доп}\,, \qquad (3.27)$$

где $\sigma_{доп}$ – допустимое напряжение для материала стенки трубопровода, то проверку на этом можно закончить.

Если окажется $\sigma_{уд} > \sigma_{доп}$, то нужно определить допустимое время закрытия клапана t, считая удар непрямым. Это можно сделать следующим образом: по величине допустимого напряжения в стенках трубопровода $\sigma_{доп}$ определим допустимую величину роста давления при гидроударе

$$\Delta p_{доп} = \frac{\sigma_{доп} 2\delta}{d}\,, \qquad (3.28)$$

а затем, используя формулы $t = \frac{2L}{a}$ и $\Delta p_{уд} = \rho v a$, получим

$$\frac{t_{закр}}{\frac{2L}{a}} = \frac{\Delta p_{уд}}{\Delta p_{доп}}\,, \qquad (3.29)$$

где a – скорость распространения волны возмущения.

Полученную величину $t_{закр}$ нужно сравнить с фактической продолжительностью закрытия клапана и подобрать клапан, имеющий время закрытия больше определенного по формуле (3.29).

Если величина $\Delta p_{уд}$ соизмерима с величиной p_0, то в этом случае в формулу (3.26) следует вместо величины $\Delta p_{уд}$ подставить величину $p_0 + \Delta p_{уд}$

$$\sigma_{уд} = \frac{(p_0 + \Delta p_{уд})d}{2\rho g}\,.$$

3.4.5. Способы изменения подачи и напора центробежного насоса в систему

Предположим, что ЦБН работает на установившемся режиме и имеет рабочую точку A (рис. 3.16*а*). Изменить подачу насоса и напор насоса можно следующими способами.

1. Изменить величину статического напора $H_{ст}$:

$$H_{ст} = (z_{к} - z_{н}) + \frac{p_{к} - p_{н}}{\rho g}\,, \qquad (3.30)$$

т.е. изменить величину $z_{н}$ или $z_{к}$, или давление в емкостях $p_{н}$, $p_{к}$. Например, $z_{н} \approx z_{к}$, $p_{к} = p_{а}$, а $p_{н} = p_{н}^{над} + p_{а}$, тогда

$$H_{ст} = -\frac{p_{н}^{над}}{\rho g}\,, \qquad (3.31)$$

таким образом, наддув расходной емкости давлением $p_{н}$ увеличивает подачу насоса в систему и изменяет кавитационные характеристики насоса (рис. 3.16*б*).

2. Изменить величину гидравлических потерь в системе (иногда этот способ называют дросселированием). Например, прикрытие задвижки на напорном трубопроводе ведет к увеличению потерь напора h_{w}, а следовательно, к уменьшению подачи Q. Этот способ регулирования подачи насоса является наиболее простым, но неэкономичным, так как энергия насоса расходуется на преодоление местного сопротивления. Очевидно, что с прикрытием задвижки имеем малые значения подачи насоса Q, а следовательно, малые значения КПД насоса, что также невыгодно (рис. 3.16*в*).

3. За счет использования рабочих колес различного диаметра, например D, D_{a}, (рис. 3.16*д*; для насоса одного типа).

Справочник по гидравлике

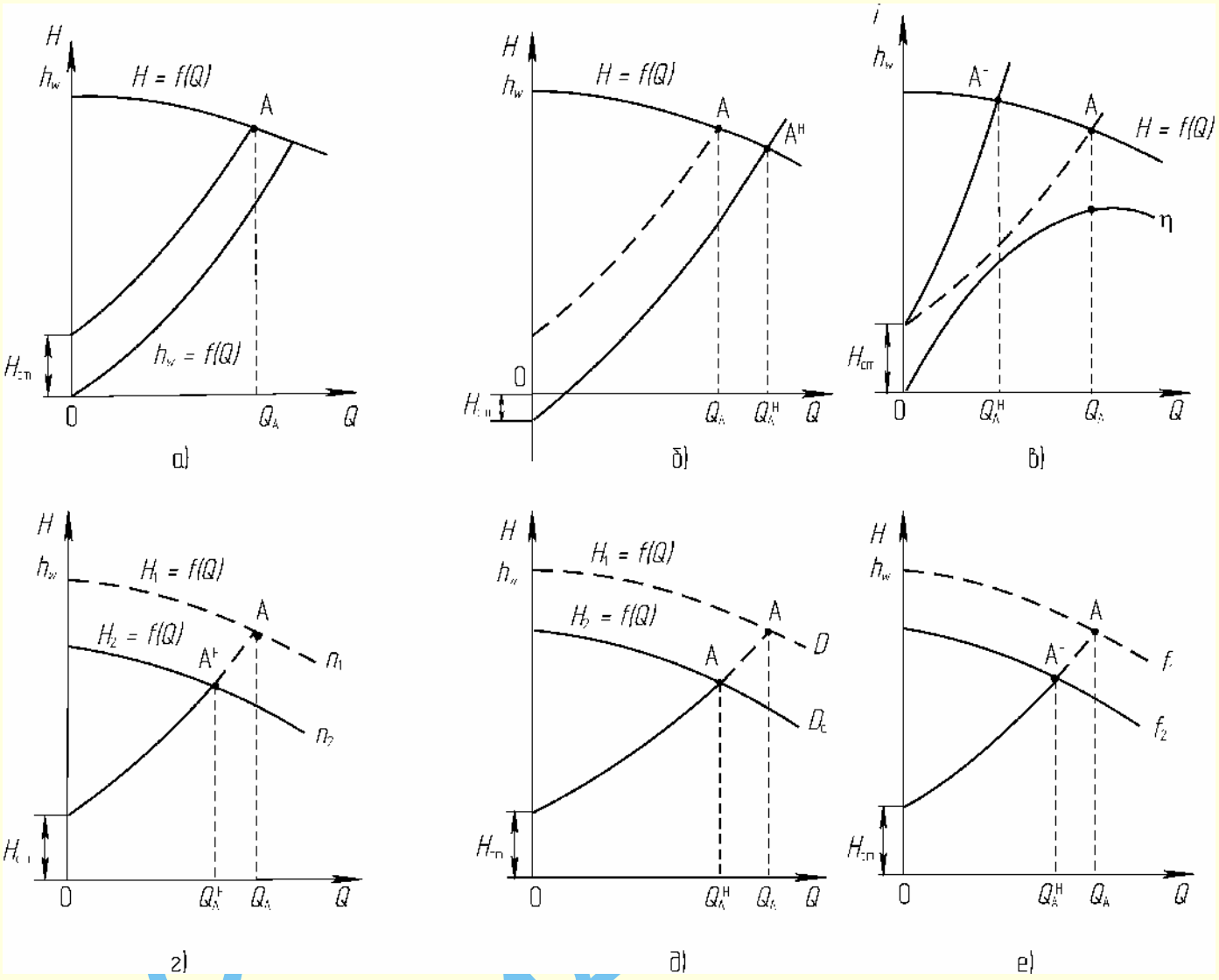


Рис. 3.16. Способы регулирования подачи насоса в систему

4. За счет использования преобразователей частоты, которые позволяют осуществить бесступенчатое регулирование частоты, а следовательно, изменить напорную характеристику насоса (рис. 3.16*е*). Например, насос MP1 фирмы GRUNDFOS имеет в комплекте преобразователь частоты в пределах $f = 46 \div 405$ Гц с цифровым указателем частоты при напряжении $U = 220$ В.

5. Перепуском части подачи жидкости Q из напорного трубопровода в расходную емкость. Данный способ регулирования является неэкономичным.

6. Регулирование подачи насоса может осуществляться за счет впуска воздуха во всасывающую магистраль насоса. При этом напорная характеристика насосов смещается вниз; при впуске воздуха снижается и КПД насоса (рис. 3.17).

7. Регулирование подачи насоса путем поворота лопаток рабочего колеса (поворотные лопатки). Такой способ регулирования используется, например, в осевых насосах (см. раздел 2.12).

8. Регулирование подачи насоса путем установки дополнительного насоса, например, струйного насоса после центробежного насоса. Этот способ регулирования можно использовать в системе, когда центробежный насос имеет излишний напор по условиям использования его в системе.

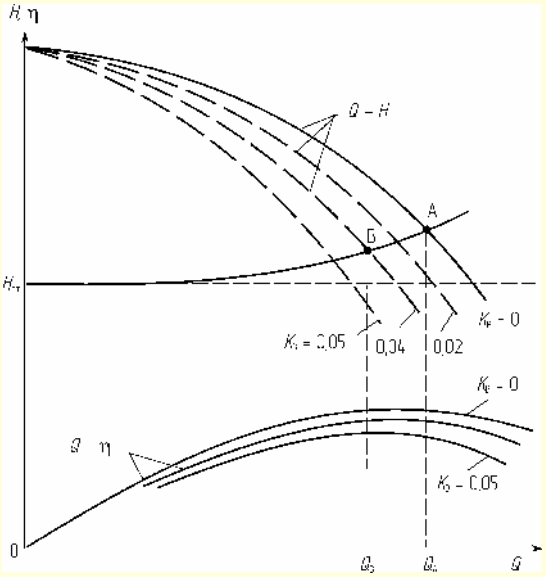


Рис. 3.17. Характеристика системы при регулировании подачи путем впуска воздуха во всасывающий трубопровод, где $K_в$ – отношение объема воздуха к объему жидкости

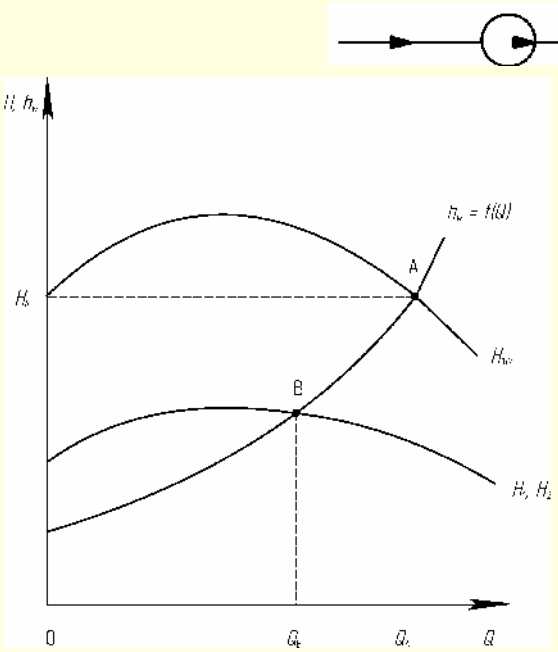


Рис. 3.18. Характеристика системы с последовательным соединением двух одинаковых центробежных насосов

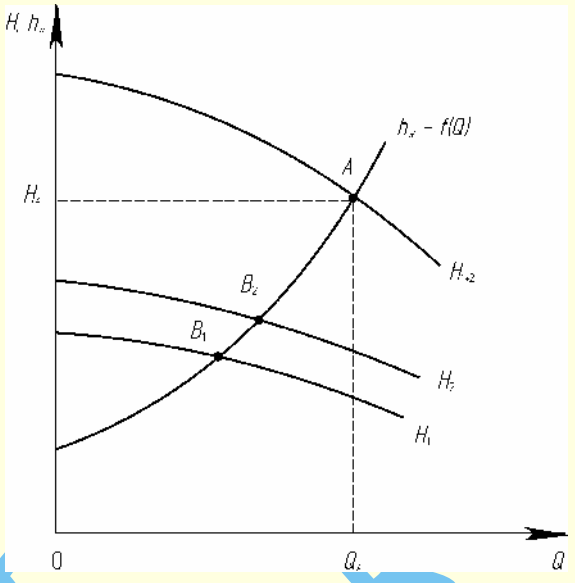


Рис. 3.19. Система с последовательным соединением двух центробежных насосов с различными характеристиками

3.4.6 . Совместная работа центробежных насосов

В тех случаях, когда работа одного ЦБН не обеспечивает требуемый напор или требуемую подачу в системе, применяют совместную работу двух и более насосов. Для совместной работы применяют, как правило, насосы одного типа с одинаковыми характеристиками. Режимы работы насосов с одинаковыми характеристиками значительно проще, чем с различными характеристиками. Совокупность насосов, установленных в одном месте, иногда называют насосной станцией.

Последовательную работу насосов применяют в том случае, когда при неизменной (или незначительно меняющейся) подаче один насос не обеспечивает требуемый напор. Рассмотрим работу двух последовательно соединенных ЦБН с одинаковыми характеристиками. В этом случае первый ЦБН подает жидкость во всасывающий патрубок второго ЦБН, который подает ее далее в гидросистему (рис. 3.13*в*).

При последовательном соединении двух ЦБН имеем:

$$Q_{1+2} = Q_1 = Q_2; \qquad (3.32)$$

$$H_{1+2} = H_1 + H_2, \qquad (3.33)$$

подачи насосов одинаковы, а общий напор равен сумме напоров обоих насосов. Суммарная характеристика $H_{1+2} = f(Q)$ строится на основании уравнений (3.32, 3.33) – рис. 3.18. Для заданной гидравлической системы, характеристика которой определяется уравнением $H_{ст} + h_w = f(Q)$, режим работы одного насоса определяется точкой *B*. При совместной работе двух насосов – точкой *A*. Как видно из рис. 3.18, при последовательном соединении насосов увеличивается напор H_A и несколько увеличивается их общая подача Q_A.

Отметим, что последовательное соединение двух ЦБН (и более) обычно менее выгодно, чем применение одного ЦБН с требуемым напором. В паспорте насоса может указываться предельное допустимое давление во входном патрубке насоса, поэтому необходимо следить за тем, чтобы не превысить допустимое давление во входном патрубке второго ЦБН. Последовательное соединение ЦБН с разными характеристиками показано на рис. 3.19. Суммарная характеристика $H_{1+2} = f(Q)$ совместной работы строится путем сложения ординат характеристик каждого из последовательно соединенных насосов. Если насосы расположены на значительном расстоянии один от другого, то построения напорной характеристики двух насосов можно выполнить по методике, изложенной в [5].

Параллельную работу насосов применяют в том случае, когда при неизменном (или маломеняющемся) напоре подача жидкости не может быть обеспечена работой одного ЦБН. Рассмотрим параллельную работу двух ЦБН с одинаковыми характеристиками (рис. 3.20).

При параллельном соединении ЦБН имеем:

$$Q_{1+2} = Q_1 + Q_2; \qquad (3.34)$$

$$H_{1+2} = H_1 = H_2, \qquad (3.35)$$

т.е. напоры насосов одинаковы, а их общая подача равна сумме подач обоих насосов.

Суммарная характеристика $H_{1+2} = f(Q)$ строится на основании уравнений (3.34, 3.35) — рис. 3.20. При работе одного из насосов рабочей точкой была бы точка *B*, а подача и напор для этой точки равны: Q_B и H_B .

При совместной работе двух насосов рабочей точкой является *A*. Как видно из рис. 3.20, при параллельном соединении насоса незначительно увеличивается напор: H_A и несколько увеличивается их общая подача на величину ΔQ т.е. $Q_A = Q_B + \Delta Q$. Приращение ΔQ определяется крутизной характеристики $H_{1нас} = f(Q)$. Отметим, что параллельная работа насосов повышает надежность работы насосной установки, так как при выходе из эксплуатации одного из насосов подача жидкости в систему не прекращается, а только уменьшается.

Справочник гидравлика

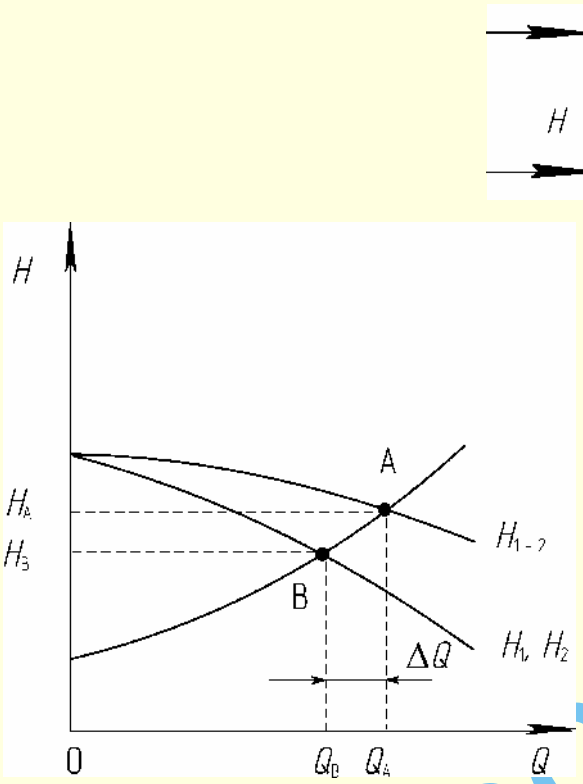


Рис. 3.20. Характеристика системы с параллельным соединением двух одинаковых центробежных насосов

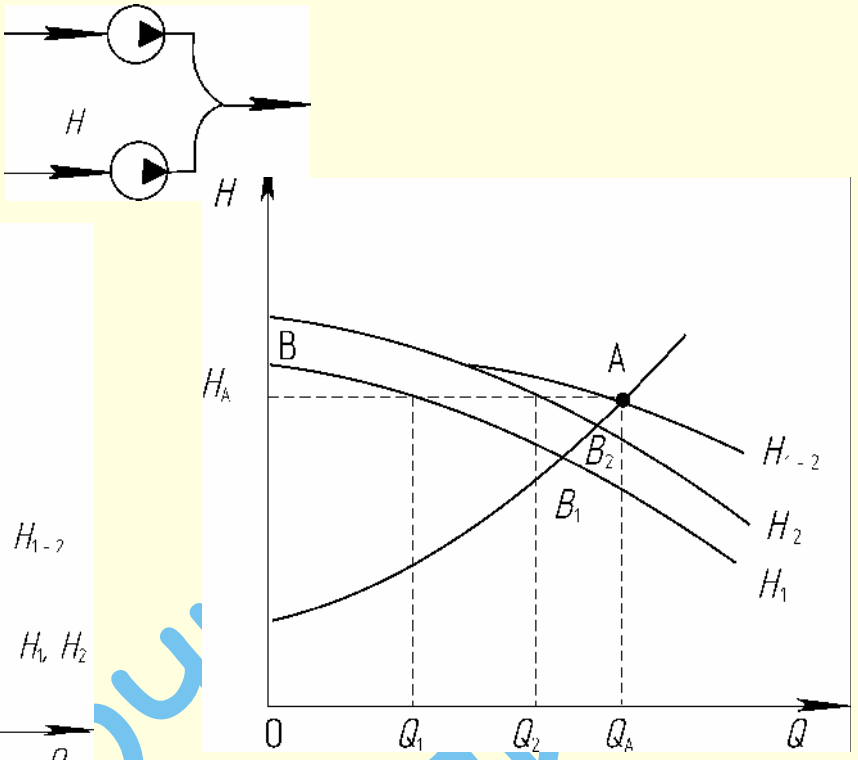


Рис. 3.21. Система с параллельным соединением двух центробежных насосов с различными характеристиками

На рис. 3.21 показана совместная работа двух параллельно включенных насосов с разными характеристиками $H_1 = f(Q)$ и $H_2 = f(Q)$ на гидросистему. Насосы с разными характеристиками $H = f(Q)$ можно соединять параллельно при определенных условиях, т.е. необходимо выполнить совместный анализ характеристик насосов и характеристику гидромагистрали.

Насос 1 может работать совместно с насосом 2 только при равенстве напора, т.е. с точки B. Суммарная характеристика, начиная с точки B, строится путем сложения подач Q при одинаковых напорах H. Суммарная подача насосов определяется рабочей точкой системы A; каждый из насосов подает в систему разное количество жидкости, т.е. Q_1 и Q_2 (рис. 3.21).

В насосных станциях, кроме основных, устанавливают резервные насосы: при 2–3 насосах одного вида – один резервный; при 3–6 — два резервных. В насосной установке (или насосной станции) насосы могут работать: без перерывов, периодически или только в определенное время, например, при тушении пожара. Более сложные случаи соединения насосов изложены в литературе [14, 20, 38].

3.4.7. Выбор диаметров трубопроводов для всасывающей и напорной магистралей системы

Всасывающий трубопровод предназначен для надежной подачи жидкости к насосу с наименьшими гидравлическими потерями. При попадании воздуха во всасывающий трубопровод насос плохо запускается и не обеспечивает нормальные показатели. Соединение элементов всасывающего трубопровода предпочтительно делать сварными. Во избежание попадания воздуха в систему фильтр и обратный клапан (рис. 3.14) заглубляют на величину h = 0,5 ÷ 1,5 м ниже самого низкого уровня жидкости в расходной емкости. Для предотвращения образования воздушных зон всасывающий трубопровод должен иметь уклон i = 0,005 ÷ 0,007 в сторону источника. Гидравлические потери во всасывающем трубопроводе приводят к увеличению мощности привода насоса и способствуют развитию кавитации.

Выбор диаметров всасывающей и напорной магистралей можно выполнить после подбора типа насоса. Можно ориентироваться на технические показатели насоса, в частности подачу и напор. Например, для консольного насоса типа К 20/30; первая цифра означает подачу насоса Q = 20 м^3/час = = 5,5 л/сек. Зная величину входного патрубка насоса $d_В$ = = 50 мм и величину выходного патрубка насоса $d_Н$ = 40 мм, можно определить предельные скорости движения жидкости в трубопроводах

$$V_{вх} = \frac{4Q}{\pi d_{вх}^{\ 2}} = \frac{4 \cdot 5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot (0{,}05)^2} = 0{,}7 \text{ м/с};$$

$$V_{вых} = \frac{4Q}{\pi d_{вых}^{\ 2}} = \frac{4 \cdot 5{,}5 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 \cdot (0{,}04)^2} = 1{,}09 \text{ м/с}.$$

Для предварительного выбора диаметра всасывающей магистрали по величине расхода Q можно руководствоваться рекомендациями, приведенными в [14]:

диаметр всасывающего трубопровода, мм	скорость движения жидкости, м/сек
< 250	0,7…1,0
250…800	1,0…1,5
800…1400	1,5…2

При выборе диаметров водопроводных труб можно руководствоваться данными, приведенными в табл. 3.1 [11].

Справочник гидравлика

Таблица 3.1

Данные для подбора насосов в системах водоснабжения

Производительность, $м^3/ч$	Полный напор, м	Число оборотов в 1 мин	Рекомендуемая мощность электродвигателя, кВт	Внутренний диаметр патрубка, мм		Марка насоса	Габаритные размеры насоса, мм			Вес, кг
				всасывающего	напорного		длина	ширина	высота	
Водопроводные насосы										
1	37	1490	1–1,7	25	32	1В-0,9	375	210	255	42
1,8	21									
2,5	9,5									
4,5	12,8	2900	1	40	32	1,5К-6б	426	213	251	30
5	16	2900	1,7	40	32	1,5К-6а	426	213	251	30
6	20,3	2900	1,7	40	32	1,5К-6	426	213	251	45
9	11,4	2900	1	40	32	1,5К-6б	426	213	251	30
9,5	14,2	2900	1,7	40	32	1,5К-6а	426	213	251	30
10	13	2900	1,7	50	40	2К-9б	438	206	247	31
10	16,8	2900	1,7	50	40	2К-9а	438	206	247	31
10	22	2900	2,8	50	50	2К-6б	442	270	291	35
10	28,5	2900	2,8	50	40	2К-6а	442	270	291	35
10	34,5	2900	4,5	50	40	2К-6	442	270	291	35
11	17,4	2900	1,7	40	32	1,5К-6	420	213	251	30
11	21	2900	2,8	50	40	2К-9	438	206	247	31
13	8,8	2900	1	40	32	1,5К-6б	426	213	251	30
13,5	11,2	2900	1,7	40	32	1,5К-6а	426	213	251	30
14	14	2900	1,7	40	32	1,5К-6	426	213	251	30
15	12	2900	1,7	50	40	2К-9б	438	206	247	31
17	15	2900	1,7	50	40	2К-9а	438	206	247	31
20	10,3	2900	1,7	50	40	2К-9б	438	206	247	31
20	18,5	2900	2,8	50	40	2К-9	438	206	247	31
20	18,8	2900	2,8	50	40	2К-6б	442	270	291	35
20	25,2	2900	2,8	40	40	2К-6а	442	270	291	35
20	30,8	2900	2,8	50	40	2К-6	442	270	291	35
20	90	1450	2,8	70	70	3В-2,7	520	250	300	60
21	13,2	2900	1,7	50	40	2К-9а	438	206	247	31
22	17,5	2900	2,8	50	40	2К-9	438	206	247	31
25	16,4	2900	2,8	50	40	2К-6б	442	270	291	35
25	24,2	2900	4,5	80	50	3К-9а	515	289	304	50
30	20	2900	2,8	50	40	2К-6а	442	270	291	35
30	24	2900	4,5	50	40	2К-6	442	270	291	35
30	34,8	2900	7	80	50	3К-9	515	289	304	50
30	45	2900	10	80	50	3К-6а	726	366	356	116
30	60	2900	14	80	50	3К-6	726	366	356	116
35	22,5	2900	4,5	80	50	3К-9а	515	289	304	50
40	41,5	2900	4,5	80	50	3К-6а	726	366	356	116
45	19,5	2900	4,5	80	50	3К-9а	515	289	304	50

Примечание. Насосу 1,5К-6 соответствует насос типа К8/18, 2К-9 – К20/18, 2К-6 – К20/30, 2К-9 – К45/30, 3К-6 – К45/55.

Справочник по гидравлике

В СНиПе даны следующие рекомендации: скорости движения воды в стальных трубах внутренних водопроводных сетей диаметром до 400 мм не должны превышать в магистралях значения $V = 1{,}5$ м/сек.

Удельное сопротивление для стальных труб следует принимать при скоростях движения воды в трубах $V = 1{,}2$ м/сек и более.

Напорные трубопроводы находятся под давлением, поэтому к ним предъявляются повышенные требования по материалу трубопровода, герметичности и др. Например, в [14] рекомендуется: скорость движения воды в напорных трубопроводах принимать $V = 1{,}0 \div 1{,}5$ м/сек для труб диаметром меньше 250 мм; $V = 1{,}2 \div 2$ м/сек для труб диаметром от 300 мм до 800 мм; $V = 1{,}8 \div 3{,}0$ м/сек для труб диаметром больше 800 мм.

Выбор диаметров труб необходимо производить из расчета наибольшего расхода жидкости, наибольшего гарантированного напора и из наименьшей стоимости. Вопросы технико-экономического обоснования оценки стоимости трубопровода изложены в [21].

Для предварительных расчетов диаметр всасывающего трубопровода можно выбирать из диапазона скоростей $V = 0{,}8 \div 1{,}0$ м/сек, а диаметр напорного трубопровода – из диапазона скоростей $V = 1{,}1 \div 1{,}5$ м/сек.

Для насосных установок с ЦБН, изготовленными иностранными фирмами, во многих случаях диаметры всасывающей и напорной магистралей принимаются обычно одинаковыми.

Условные диаметры всасывающего и напорного трубопроводов могут выбираться в соответствии с патрубками динамических насосов (см. 2.5).

3.4.8. Пересчет характеристик насоса с воды на другую жидкость

Рассмотрим наиболее простую методику пересчета характеристик насоса с воды на другую жидкость, т.е. жидкость, имеющую другой коэффициент кинематической вязкости ν. Воспользуемся методикой и примером, приведенным в работе [45].

Даны характеристики центробежного насоса 3НК, испытанного на воде, при оборотах $n = 2900$ об/мин, при $\nu = 0{,}01$ см^2/сек, $\rho = 1000$ кг/м^3, (рис. 3.22).

Основные параметры насоса: диаметр рабочего колеса $D_2 = 21$ см, число лопаток $z = 8$, ширина лопатки $в_2 = 1{,}2$ см, толщина лопатки $\delta_2 = 0{,}8$ см.

Построить характеристики насоса при: $\nu = 4{,}5$ см^2/сек, $\rho = 940$ кг/ м^3.

Значения плотности перекачиваемой жидкости близко к плотности воды.

Пересчет выполняем с помощью коэффициента $K_н$, K_Q и K_η (рис. 3.23).

Определяем коэффициент стеснения

$$K_2 = \frac{t_2 - \delta_2}{t_2} = \frac{\pi D_2 - \delta_2 z}{\pi D_2},$$

где t_2 – шаг лопаток на внешнем диаметре рабочего колеса;

$$K_2 = \frac{3{,}14 \cdot 21 - 0{,}8 \cdot 8}{3{,}14 \cdot 21} = 0{,}9$$

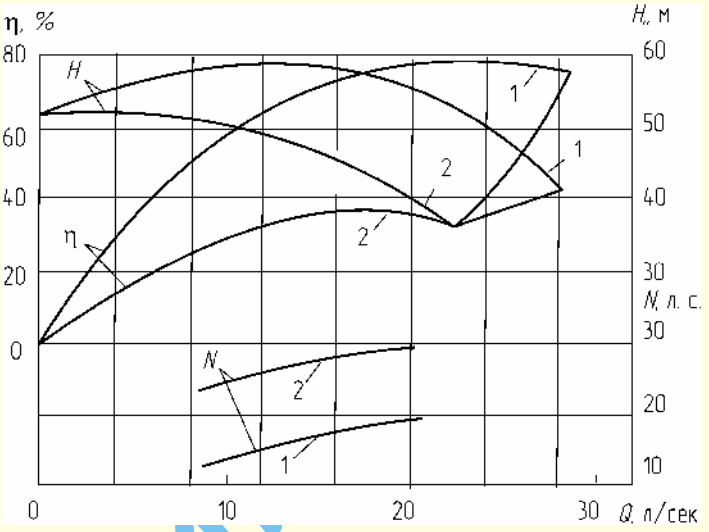


Рис. 3.22. Характеристики насоса 3НК на воде и вязкой жидкости при $n = 2900$ об/мин:
1, *2*, *3* – для воды; *1′*, *2′*, *3′* – для вязкой жидкости

Определяем эквивалентный диаметр рабочего колеса

$$D_{2экв} = \sqrt{4 D_2 \cdot b_2 \cdot K_2} = \sqrt{4 \cdot 21 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}9} = 9{,}55 \text{ см}.$$

Находим при максимальном значении КПД подачу насоса $Q = 24$ л/сек.

Определяем число Рейнольдса для вязкой жидкости

$$\mathrm{Re} = \frac{Q_р}{D_{2экв} \cdot \nu} = \frac{24 \cdot 10^{-3}}{9{,}55 \cdot 10^{-2} \cdot 4{,}5 \cdot 10^{-4}} = 5{,}6 \cdot 10^2.$$

Дальнейший расчет выполняем с помощью опытных поправочных коэффициентов, которые определяем по рис. 3.23. $K_н = 0{,}86$; $K_Q = 0{,}79$; $K_\eta = 0{,}46$.

Показатели работающего на вязкой жидкости насоса: подачу, напор, КПД и мощность – определяем по уравнениям:

$$Q_{в.ж} = K_Q Q_в; \qquad (3.36)$$

$$H_{в.ж} = K_H H_в; \qquad (3.37)$$

$$\eta_{в.ж} = K_\eta \eta_в; \qquad (3.38)$$

$$N = \frac{Q_{в.ж} \cdot H_{в.ж} g \rho_{в.ж}}{75 \cdot \eta_{в.ж} \cdot 10000}, \qquad (3.39)$$

где индекс «в» относится к воде;
индекс «в.ж» относится к вязкой жидкости.

Результаты расчета для $Q = 0$, $Q = 0{,}8 Q_р$, $Q = Q_р$, $Q = 1{,}2\, Q_р$ представлены в табл. 3.2. На основании табл. 3.2 построены характеристики $Q - H$, $Q - \eta$ – для вязкой жидкости, которые обозначены цифрой *2* на рис.3.22.

Потребляемую насосом мощность на режиме максимального КПД определим

$$N = \frac{19 \cdot 42{,}5 \cdot 10 \cdot 940}{75 \cdot 0{,}355 \cdot 10000} = 28{,}5 \text{ л. с.}$$

Наносим на график (рис. 3.22) точку, соответствующую этой мощности, и проводим через эту точку линию, параллельную характеристике $Q - N$ для воды. Получили мощностную характеристику насоса при перекачке вязкой жидкости.

Справочник гидравлике

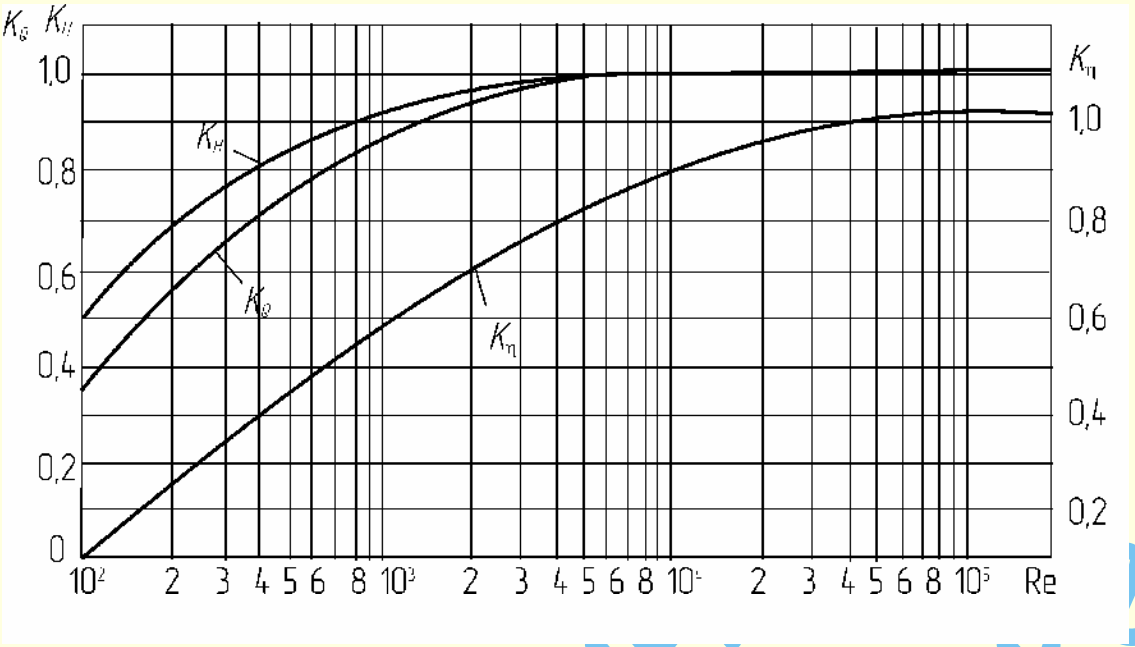


Рис. 3.23. Зависимость поправочных коэффициентов от числа Рейнольдса

В настоящее время предлагаются различные методики пересчета характеристик насоса, полученных при работе насоса на воде, на характеристики при перекачивании вязкой жидкости [45].

Процесс пересчета характеристик является достаточно сложным, так как недостаточно изучены физические явления, происходящие в элементах насоса при перекачивании вязкой жидкости.

3.4.9. Гидравлические расчеты системы водоснабжения с центробежным насосом

Насос должен подавать воду при t = 20 °С из источника водоснабжения в приемный бак, объем бака равен 36 м^3, время заполнения бака – 1 час. Всасывающий трубопровод монтируется из новых стальных труб $d_{вс}$ = 120 мм, $l_{вс}$ = 10 м. Напорный трубопровод монтируется из водопроводных труб, бывших в эксплуатации, $d_{нап}$ = 100 мм, $l_{нап}$ = 300 м. В каждом трубопроводе имеются местные сопротивления. Предполагается, что все задвижки полностью открыты и все местные сопротивления работают в автомодельной области. Это позволяет считать коэффициенты местных сопротивлений величиной постоянной (рис. 3.14).

На всасывающем трубопроводе имеются местные сопротивления: обратный клапан с предохранительной сеткой ζ = 6,5; три резких поворота на угол 90°; $\zeta_{пов}$ = 1; входная задвижка имеет ζ = 0,3.

Таблица 3.2

Результаты пересчета характеристик насоса 3НК [44]

Параметры	$Q = 0$	$Q = 0{,}8Q_p =$ = 19,2 л/сек	$Q = Q_p =$ 24 л/сек	$Q = 1{,}2Q_p =$ = 29 л/сек
H в м	52,0	55,0	49,5	41
η	0	0,75	0,77	0,74
v в см^2 /сек	4,5	4,5	4,5	4,5
$D_{экв}$ в см	9,55	9,55	9,55	9,55
Re	$5{,}6 \cdot 10^2$	$5{,}6 \cdot 10^2$	$5{,}6 \cdot 10^2$	$5{,}6 \cdot 10^2$
$K_Q = \frac{Q_{в.ж}}{Q_в}$	–	0,79	0,79	0,79
$K_H = \frac{H_{в.ж}}{H_в}$	–	0,86	0,86	0,86
$K_\eta = \frac{\eta_{в.ж}}{\eta_в}$	–	0,46	0,46	0,46
$Q_{в.ж}$	0	15,2	19,0	22,9
$H_{в.ж}$	52,0	47,2	42,5	35,3
$\eta_{в.ж}$	0	0,345	0,355	0,34

Справочник гидравлика

На напорном трубопроводе имеются местные сопротивления: выходная задвижка и задвижка перед баком $\zeta = 0{,}3$; 3 резких поворота на угол 90°; $\zeta = 1$; выход в бак $\zeta = 1$.

Предполагается, что насос будет установлен на площадке и при этом $z_{нас} = 5$ м; $z_к = 5$ м; все измерения выполнены от оси насоса. Сопротивлением переходников с трубопроводов на патрубки насоса пренебрегаем.

Подобрать центробежный насос и определить технические показатели системы.

Определение рабочей (режимной) точки системы

Определяем коэффициент кинематической вязкости жидкости $\nu = 0{,}01$ см^2/сек $= 1\cdot10^{-6}$ м^2/сек. Для новой стальной трубы $k_э = 0{,}1$ мм; для стальной трубы, бывшей в эксплуатации, $k_э = 1{,}2$ мм. (см. разд. 1.7, табл. 1.41).

Определяем подачу насоса

$$Q = \frac{W}{t} = \frac{36}{3600} = 0{,}010 \text{ м}^3/\text{с} = 10 \text{ л/с}.$$

Выполняем типовой расчет для всасывающего и напорного трубопроводов для нескольких расходов: 5 л/сек, 10 л/сек, 15 л/сек.

Определяем скорость движения жидкости

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Вычисляем число Рейнольдса и режим движения жидкости

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}.$$

Находим коэффициент потерь напора по длине

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\kappa_э}{d} + \frac{68}{\text{Re}}\right)^{0{,}25}.$$

Формулу А. Д. Альтшуля наиболее часто используют для расчета коэффициента потерь напора по длине для трубопроводов различного назначения.

Вычисляем потери напора по длине h_l, на местных сопротивлениях h_m и общие потери напора h_w.

Данные расчетов представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Потери напора в трубопроводах при различных расходах жидкости

Показатели	Трубопровод					
	Всасывающий			Напорный		
Q, м^3/с	0,005	0,010	0,015	0,005	0,010	0,015
V, м/с	0,44	0,88	1,32	0,64	1,27	1,91
Re	53053	106106	159160	63664	127328	190992
λ	0,0236	0,0216	0,0207	0,0372	0,0368	0,0367
h_l, м	0,02	0,072	0,155	2,3	9,1	20,4
h_m, м	0,1	0,39	0,88	0,1	0,38	0,86
h_w, м	0,12	0,46	1,03	2,4	9,5	21,3

По данным табл. 3.4 строим гидравлические характеристики всасывающего трубопровода $h_{вс} = f(Q)$ (рис. 3.24) и напорного трубопровода (рис. 3.25).

Таблица 3.4

Потери напора в системе при различных расходах жидкости

Показатели	Расход жидкости, м^3/с		
	0,005	0,010	0,015
h_w, м	2,52	9,96	22,33
$H_{потр} = H_{ст} + h_w$, м	12,52	19,96	32,33

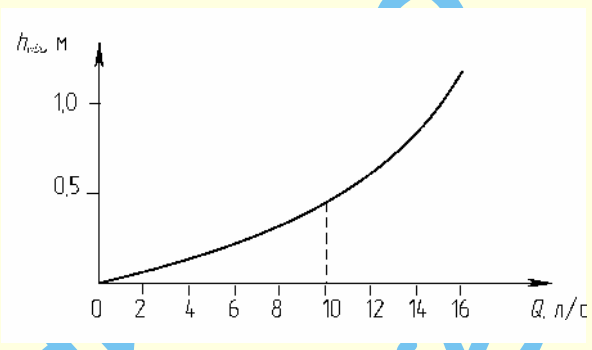


Рис. 3.24. Гидравлическая характеристика всасывающего трубопровода

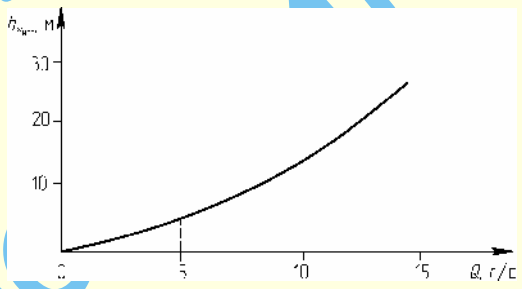


Рис. 3.25. Гидравлическая характеристика напорного трубопровода

Всасывающий и напорный трубопроводы соединены между собой последовательно, следовательно, для сети $h_w = h_{wвс} + h_{wнап}$. Строим гидравлическую характеристику сети $h_w = f(Q)$ и строим характеристику $H_{потр} = H_{ст} + h_w$ (рис. 3.26), где $H_{ст} = 5$ м – (– 5 м) = 10 м.

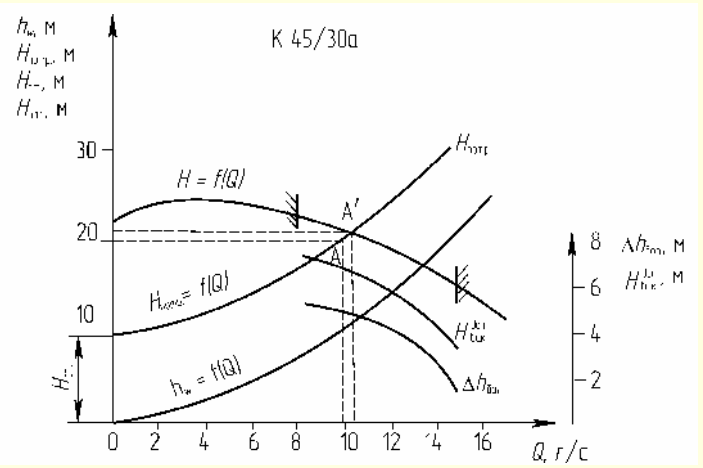


Рис. 3.26. Графическое решение задачи определения рабочей точки системы

По графической зависимости $H_{потр} = f(Q)$ и заданному расходу $Q = 10$ л/сек. определяем рабочую точку A, по кото-

Справочное пособие по гидравлике

рой определяем, что для данной сети требуется центробежный насос с напором $H = 20$ м и $Q = 10$ л/сек.

По сводному графику полей насосов $Q - H$ типа К (рис. 2.20 в разделе 2) определяем, что для заданных условий работы подходит насос типа К 45/30, частота вращения $n = 2900$ об/мин.

Насос К 45/30 выпускается с двумя диаметрами рабочих колес: $D = 168$ мм и $D = 143$ мм (К 45/30а). Выбираем насос типа К 45/30а, характеристики этого насоса показаны на рис. 3.27. В одинаковом масштабе проводим графическое построение характеристик $H = f(Q)$ и $H_{\text{потр}} = f(Q)$ (рис. 3.26).

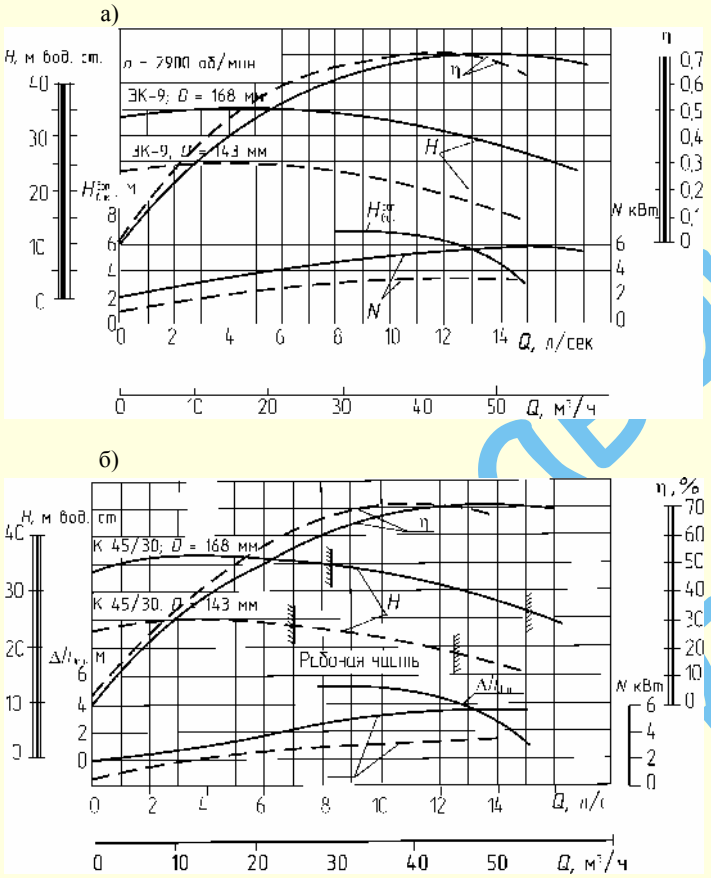


Рис. 3.27. Характеристики насоса:
а) 3К-9; б) К 45/30

Результаты графического решения задачи показывают, что точка A попала в рабочую часть характеристики насоса. Полученная в результате графического решения задачи точка A' имеет параметры: $Q = 10{,}7$ л/сек, $H = 21{,}7$ м, что незначительно отличается от параметров точки A.

Проверка системы на гидроудар

Стальной напорный трубопровод имеет диаметр $d = 100$ мм, толщина стенки $\delta = 5$ мм; расход жидкости $Q = 10$ л/сек; $E = 2{,}0 \cdot 10^{11}$ н/м^2; $\rho = 1000$ кг/м^3; $K = 2 \cdot 10^9$ н/м^2.

Определяем:

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{3{,}14(0{,}1)^2} = 1{,}27 \text{ м/с},$$

Одним из ограничений скорости движения жидкости в трубопроводах в диапазоне $V = (1 \div 5)$ м/сек является опасность разрушения трубопровода из-за гидравлического удара в нем (1.164, 1.165):

$$a = \sqrt{\frac{2{,}0 \cdot 10^9 / 10^3}{1 + \frac{2 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{11}} \cdot \frac{0{,}1}{0{,}05}}} = 1291 \text{ м/с},$$

$$\Delta P_{\text{уд}} = \rho V a = 1000 \cdot 1{,}27 \cdot 1291 = 1{,}64 \cdot 10^6 \text{ н/м}^2 = 16{,}4 \text{ кГ/см}^2,$$

$$\sigma_{\text{уд}} = \frac{\Delta P_{\text{уд}} d}{2\delta} = \frac{1{,}64 \cdot 10^6 \cdot 100}{10} = 1{,}64 \cdot 10^7 \text{ н/м}^2 = 164 \text{ кГ/см}^2.$$

Если принять для стали $|\sigma| = 2000$ кГ/см^2, то видно, что $\sigma_{\text{уд}} = 164$ кГ/см^2; $|\sigma| = 2000$ кГ/см^2, т. е. трубопровод выдерживает гидравлический удар, т.к. $\sigma_{\text{уд}} < |\sigma|$.

Проверка системы на кавитацию

Допустимую высоту установки насоса определяем по выражениям:

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}};$$

$$z_{\text{нас.пр}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{V_{\text{в}}^2}{2g} - h_{\text{вн-в}};$$

$$z_{\text{нас.}} \le \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \Delta h_{\text{доп}} - h_{\text{вн-в}} - \frac{p_{\text{п}}}{\rho g},$$

где $\Delta h_{\text{доп}}$ – допустимый кавитационный запас, равный 5 м;

$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \approx 6{,}5$ м – для насоса К 45/30;

$h_{\text{вн-в}}$ – потери напора на всасывающем трубопроводе при $Q = 10$ л/сек;

$p_{\text{п}}$ – давление насыщенных паров жидкости.

Вычисляем геометрическую высоту установки насоса

$$z_{\text{нас.пр}} = 6{,}5 - \frac{0{,}88^2}{19{,}62} - 0{,}46 = 6 \text{ м};$$

$$z_{\text{нас.}} = \frac{103300}{1000 \cdot 9{,}81} - 4{,}8 - 0{,}46 - \frac{0{,}0024 \cdot 10^6}{1000 \cdot 9{,}81} = 5{,}03 \text{ м}.$$

Ранее было принято $z_{\text{нас.}} = 5$ м; в результате расчета получено $z_{\text{нас.}} = 5{,}03$ м. Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$ более строго определяет величину геометрической установки насоса $z_{\text{нас.}}$, чем $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$. Для надежной работы насоса можно, например, изменить высоту установки насоса на величину $\Delta z_{\text{нас.}} = 0{,}5$ м, тогда $z_{\text{нас.}} = 4{,}5$ м.

Подбор другого типа насоса. В результате расчета было получено, что насос должен иметь следующие технические показатели: $Q = 10$ л/сек, $H = 20$ м; этим условием удовлетворяет насос фирмы WILO (см. стандартные консольные насосы, рис. 2.117 в разделе 2) NP40/160 при частоте вращения 2900 об/мин. Насос имеет диаметр рабочего колеса 153 мм, КПД равен 60%, потребляемая мощность 3,5 кВт, кавитационный запас NPSH равен 5 м.

Пересчет показателей насоса на другую частоту вращения. Насос при частоте вращения $n = 1500$ об/мин имеет показатели: подача $Q = 25$ л/сек, напор $H = 25$ м, мощность

Лучший ПО Здравлике

двигателя $N = 8$ кВт; работает на воде. Определить показатели насоса при частоте вращения $n = 3000$ об/мин. На основании формулы (2.38) имеем:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) = 25 \cdot \frac{3000}{1500} = 50 \text{ л/с};$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 25 \cdot \left(\frac{3000}{1500}\right)^2 = 100 \text{ м};$$

$$N_2 = N_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = 8 \cdot \left(\frac{3000}{1500}\right)^3 = 64 \text{ кВт}.$$

По результатам расчета видно, что подача насоса увеличилась в два раза, напор – в четыре раза, мощность – в восемь раз. Таким образом, для новых условий работы необходимо заново выполнять гидравлический расчет системы и заменить элементы электрооборудования насосной установки.

Влияние колебания уровня жидкости в расходной емкости на показатели системы

Расчет рабочей точки A выполнен при нормальных условиях эксплуатации насоса, что соответствует режиму работы при низком горизонте уровня жидкости в емкости, например, при летнем режиме работы насоса. При изменении уровня горизонта, например весной или осенью, уровень горизонта жидкости примет новое положение – верхний горизонт. При этом величина $z_{\text{нас}}$ насоса увеличивается (например, было минус 5 м, стало минус 4 м), а следовательно уменьшится величина $H_{\text{ст}}$. Обороты насоса не изменяются, следовательно, не изменяется напорная характеристика насоса $Q - H$ (рис. 3.26). Из рис. 3.26 видно, что при уменьшении $H_{\text{ст}}$ кривая $h_w = f(Q)$ смещается вниз, что приводит к увеличению подачи насоса Q и уменьшению напора насоса H; при этом может возрасти потребляемая мощность насоса. Если электродвигатель не рассчитан на увеличение мощности, то он может выйти из строя. Более подробно этот вопрос рассмотрен в [14, 20].

Подбор насоса для отопления индивидуального дома

Индивидуальный дом имеет отапливаемую полезную площадь 150 м^2. Поверхности нагрева рассчитаны: в подающем трубопроводе 55 °С, в сливном трубопроводе 45 °С, т.е. разность температур $\Delta t = 10$ °С. Разность температур Δt зависит от вида отопительной системы [27]:

$\Delta t = 20$ °С – для стандартных двухтрубных отопительных систем:

$\Delta t = 10$ °С – для низкотемпературных отопительных систем;

$\Delta t = 5$ °С – для систем с теплыми полами.

Удельную подачу q можно рассчитать по формуле [27]

$$q = \frac{Q_{\text{т}}}{1{,}16 \cdot \Delta t} \text{ л/(час} \cdot \text{м}^2);$$

где $Q_{\text{т}}$ – удельная теплопотребность, 70 – 100 Вт/м^2.

Выбираем $Q_{\text{т}} = 100$ Вт/м^2 и определяем удельную подачу

$$q = \frac{100}{1{,}16 \cdot 10} = 8{,}62 \text{ л/(час} \cdot \text{м}^2).$$

Насос должен обеспечивать подачу жидкости

$$Q = \frac{S \cdot q}{1000} \text{ м}^3/\text{час};$$

Находим

$$Q = \frac{150 \cdot 8{,}62}{1000} = 1{,}293 \approx 1{,}3 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Если наибольшее удаление радиатора от источника тепла составляет 30 м, то самый длинный трубопровод $L = 60$ м. Гидравлические потери оцениваются $\Delta h = 100$ Па/м; коэффициент запаса выбираем $k = 2{,}5$.

Определяем напор насоса

$$H = \frac{\Delta h \cdot L \cdot k}{10000} = \frac{100 \cdot 60 \cdot 2.5}{10000} = 1{,}5 \text{ м}.$$

Насос должен иметь показатели: $Q = 1{,}3$ м^3/час, $H = 1{,}5$ м.

Этому требованию, например, удовлетворяет насос WILO Star – E 25/1-3.[27].

Можно установить циркуляционный насос фирмы GRUNDFOS: типа UPE 25-40 $Q = 1{,}8$ м^3/час, $H = 2$ м ; либо насос типа АЛЬФА 25-40 [42].

3.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ СО СТРУЙНЫМ НАСОСОМ

Система перекачки жидкости со струйным насосом показана на рис. 3.28. Система включает в себя расходные емкости рабочей и перекачиваемой жидкостей A и D, приемную емкость E, центробежный насос B, струйный насос C и систему трубопроводов. При расчете такой системы приходится рассматривать работу струйного насоса уже не изолированно, а в составе системы, т.е. совместно с насосом рабочей жидкости и с учетом потерь напора в трубопроводах.

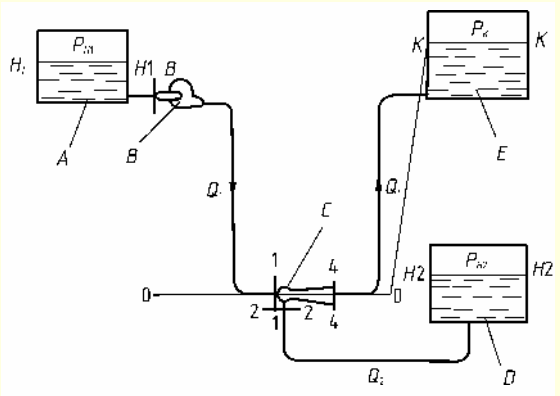


Рис. 3.28. Система перекачки жидкости со струйным насосом

Для краткости и простоты в основу расчета положим уравнения струйного насоса, которые получаются при пренебрежении трением о стенки камеры смешения и различием давлений p_{c}^{I} и p_{c}^{II}.

Справочник по гидравлике

При этих допущениях система основных уравнений струйного насоса имеет вид ($p_c = p_c^1 = p_c^{11}$):

$$Q_4 = Q_1 + Q_2; \tag{3.40}$$

$$H_1 = \frac{p_c}{\gamma} + (1+\zeta_c)\frac{Q_1^2}{2gs_c'^2}; \tag{3.41}$$

$$H_2 = \frac{p_c}{\gamma} + (1+\zeta_{c_2})\frac{Q_2^2}{2gs_c''^2}; \tag{3.42}$$

$$H_4 = \frac{p_c}{\gamma} - \frac{2\beta_3 - \alpha_3 + \zeta_g}{2g}\frac{Q_4^2}{s_3^2} + \frac{Q_1^2}{gs_1' s_3} + \frac{Q_2^2}{gs_1'' s_3}. \tag{3.43}$$

Применение закона сохранения энергии к движению жидкости в магистральных линиях дает еще три уравнения:

$$H_1 = \frac{p_{н_1}}{\gamma} + z_{н_1} + H_{цбн} - h_{w_1}; \tag{3.44}$$

$$H_2 = \frac{p_{н_2}}{\gamma} + z_{н_2} - h_{w_2}; \tag{3.45}$$

$$H_4 = \frac{p_к}{\gamma} + z_к + h_{w_4}, \tag{3.46}$$

где $H_{цбн}$ – напор центробежного насоса;

h_{w1}, h_{w2}, h_{w4} – потери напора в магистральных линиях;

$p_{н1}, p_{н2}, p_к$ – давления в емкостях (см. рис. 3.28). Исходя из общепринятого понятия о КПД как отношении полезной работы устройства к затраченной для КПД рассматриваемой системы $\eta_{сист}$, получаем следующее выражение:

$$\eta_{сист} = \frac{\gamma Q_2(H_к - H_{н_2}) + \gamma Q_1(H_к - H_{н_1})}{\frac{\gamma Q_1 H_{цбн}}{\eta_{цбн}}}, \tag{3.47}$$

где $\eta_{цбн}$ – КПД центробежного насоса.

Сокращая на γ и вводя коэффициент эжекции, получаем:

$$\eta_{сист} = \frac{n(H_к - H_{н_2}) + (H_к - H_{н_1})}{H_{цбн}}\eta_{цбн}. \tag{3.48}$$

КПД струйного насоса по-прежнему определяется выражением

$$\eta_{стр} = \frac{n(H_4 - H_2)}{H_1 - H_4}.$$

Проверка системы на кавитацию проводится для центробежного и струйного насосов. Для определения вакуума на входе в центробежный насос запишем уравнение энергии для сечений $н_1$–$н_1$ и в–в (см. рис. 3.28), приняв $p_{н1} = p_а$

$$z_{н_1} + \frac{p_а}{\gamma} = z_в + \frac{p_в}{\gamma} + \frac{v_в^2}{2g} + h_{w_{н_1-в}}, \tag{3.49}$$

из которого для вакуума на входе в насос получаем выражение

$$H_{вак} = z_в + \frac{v_в^2}{2g} + h_{w_{н_1-в}}, \tag{3.50}$$

где $z_в$ – нивелирная высота входного сечения центробежного насоса;

$V_в$ – скорость потока на входе в центробежный насос;

$h_{w_{н_1-в}}$ – потеря напора между сечениями $н_1$–$н_1$ и в–в.

Минимальное давление в струйном насосе p_c определяется в ходе решения системы уравнений (3.40–3.48). Кавитация в системе будет отсутствовать при выполнении двух неравенств:

$$H_{вак} \le H_{вак}^{доп};\ p_c \ge p_d + \Delta p_{кав},$$

где $H_{вак}^{доп}$ – допустимый вакуум на входе в центробежный насос;

$p_н$ – давление насыщенных паров жидкости;

$\Delta p_{кав}$ – кавитационный запас струйного насоса, принимаемый обычно $\Delta p_{кав}$ – 0,1–0,15 кг/см^2.

Проверка системы на гидроудар проводится так же, как для системы с одним центробежным насосом.

Различают два вида расчетов системы со струйным насосом: поверочный и проектировочный.

Поверочный расчет производится для полностью заданной системы, т.е. когда известны: схема системы, геометрические параметры элементов системы, характеристики насоса рабочей жидкости, напоры в сечениях $н_1$–$н_1$, $н_2$–$н_2$, к–к.

Задачей поверочного расчета является определение расходов Q_1 и Q_2, КПД насосов и всей системы, проверка системы на кавитацию и гидроудар. Для выполнения расчета необходимо задаться рядом значений расхода Q_2, далее по формулам (3.40) – (3.48) и так далее определить величины H_2, P_1, Q_1 и др. Расчет необходимо производить для наиболее тяжелого случая, когда сечения $н_1$–$н_1$ и $н_2$–$н_2$ имеют самое низкое положение, а сечения к–к – самое высокое.

При проектировочном расчете заданными считаются все элементы, кроме струйного насоса. В результате расчета по формулам (3.40) – (3.48) определяются основные геометрические параметры струйного насоса, коэффициенты полезного действия насосов и всей системы. Более подробно гидравлические расчеты таких систем изложены в [24, 36].

3.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ С ОБЪЕМНЫМ НАСОСОМ

Характеристика объемного насоса представляет собой графическую зависимость основных технических показателей насоса от давления при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды, т.е. $Q = f(p), \eta = f(p), N = f(p)$.

Для заданной гидравлической системы можно построить гидравлическую характеристику

$$h_w = M \cdot Q^2, \tag{3.51}$$

где h_w – потери напора, м.

Если левую и правую часть выражения (3.51) умножить на величину ρg, то получим соотношение

$$\Delta p_w = \rho g h_w = \rho g M Q^2, \tag{3.52}$$

где Δp_w – потери давления, Па.

Следовательно, величина потерь давления в системе Δp_w является функцией подачи насоса Q.

Величина гидростатического напора определяется по выражению

$$H_{ст} = (z_к - z_н) + \frac{p_к - p_н}{\rho g}. \tag{3.53}$$

Справочник по гидравлике

Если левую и правую части этого выражения умножить на ρg, то получим соотношение

$$p_{ст} = \rho g H_{ст} = (p_к - p_н) + \rho g (z_к - z_н), \qquad (3.54)$$

где $p_{ст}$ – гидростатическое давление.

Тогда величина потребного давления для системы определится

$$p_{потр} = p_{ст} + \Delta p_w. \qquad (3.55)$$

Определение рабочего режима насосной установки производится построением на одном графике в одинаковом масштабе зависимостей $p = f(Q)$ для насоса и для характеристики сети $p_w = f(Q)$, $p_{потр} = f(Q)$ (см. рис. 3.29).

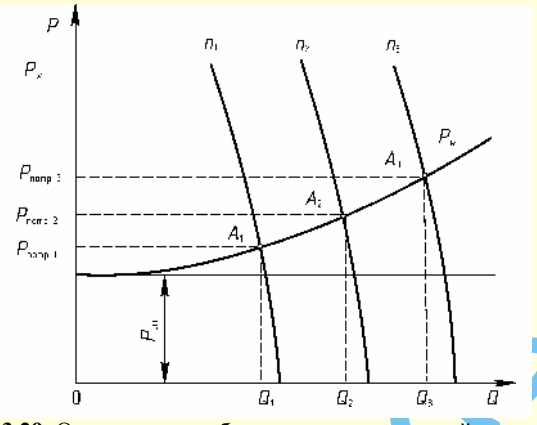


Рис. 3.29. Определение рабочего режима насосной установки

На рис. 3.29. показано такое графическое решение для трех значений частоты вращения n_1, n_2, n_3; для каждой частоты вращения получены значения рабочих точек – A_1, A_2, A_3. Каждой рабочей точке соответствует свое значение подачи Q и свое потребное значение p.

При выбранном значении частоты вращения n и определенных значениях Q и p можно по каталогам подобрать объемный насос.

На рис. 3.30. показано определение рабочего режима насосной установки при параллельном соединении двух поршневых насосов. Кривая *1* соответствует зависимости p – Q для первого насоса; кривая *2* – для второго насоса; кривая *3* – суммарная кривая для обоих насосов. Точка A_3 является рабочей точкой системы и имеет показатели p_3 и Q_3. Каждый насос должен развивать давление p_3, которое больше p_1 и p_2 [7].

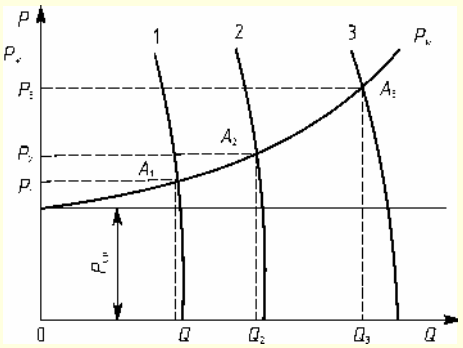


Рис. 3.30. Определение режима насосной установки при параллельном соединении насосов

Поршневые насосы могут включаться в работу параллельно и с другими насосами, например, шестеренными.

Укажем следующие возможные способы регулирования подачи насоса в систему:

1. За счет изменения характеристики гидросистемы. Практически это достигается изменением параметров дросселя 1 напорной магистрали (рис. 3.31). Из-за «жесткости» напорной характеристики насоса $p = f(Q)$ подача насоса меняется незначительно, а давление – значительно, поэтому такой способ регулирования не всегда пригоден для объемных насосов.

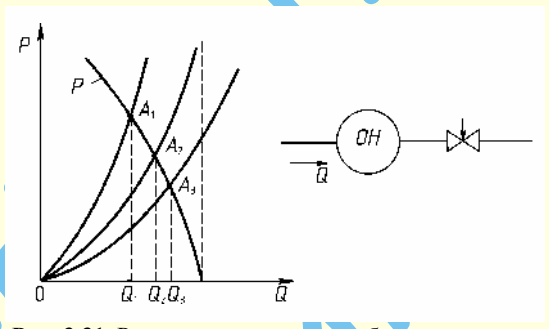


Рис. 3.31. Регулирование подачи объемного насоса дросселированием

2. Регулирование подачи насоса путем изменения его характеристики, например, путем изменения частоты вращения n (рис. 3.32). Этот способ регулирования реализуется в том случае, если для привода насоса используется, например, регулируемый электродвигатель.

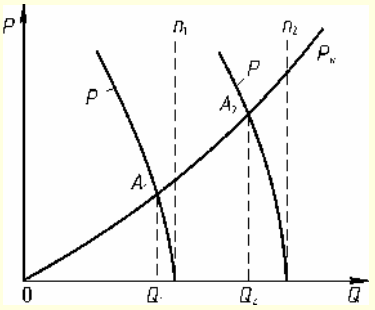


Рис. 3.32. Регулирование подачи объемного насоса изменением числа оборотов

3. Регулирование подачи насоса путем изменения рабочего объема (объемное регулирование). Например, у регулируемых роторно-поршневых насосов ход поршня изменяется в зависимости от наклона диска γ (рис. 2.82) или цилиндрического блока (рис. 2.79). В этом случае обеспечивается плавное, бесступенчатое регулирование подачи, но оно достигается усложнением конструкции насоса.

4. Дроссельное регулирование подачи, осуществляемое подключением к напорному трубопроводу сливной магистрали, на которую устанавливают регулируемый дроссель (рис. 3.33). Изменяя дросселем утечки ΔQ, получают семейство напорных характеристик насоса $p = f(Q)$ и соответствующие им рабочие точки А. Этот способ регулирования применяют в гидросистемах с насосами небольшой мощности.

Справочник по гидравлике

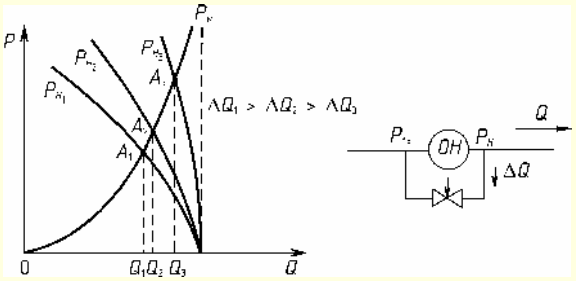


Рис. 3.33. Регулирование подачи объемного насоса перепускным дросселем

3.7. НАДЕЖНОСТЬ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Насосная установка представляет собой насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса. В состав насосной установки входят различные системы: гидравлическая, энергоснабжения, автоматики и др. Рассмотрим только надежность гидравлической системы.

Все многообразие различных факторов, влияющих на надежность гидравлической системы, условно можно отнести к двум группам: объективные и субъективные (рис. 3.34).

К объективным факторам можно отнести воздействие окружающей среды: температуры, влажности, давления и др., а также старение, износ [18].

К субъективным факторам можно отнести факторы, связанные, например, с деятельностью человека: квалификация проектировщика гидросистемы, выбор элементов гидрооборудования, квалификация персонала, эксплуатирующего насосную установку и др.

Зависимость надежности от многочисленных факторов приводит к тому, что процесс появления отказов в насосной установке, а также изменение показателей надежности по своей природе носит случайный характер. Поэтому для количественной оценки надежности используют показатели, базирующиеся на статистическом материале, а для получения показателей надежности используют методы теории вероятности и математической статистики. Влияние различных факторов на надежность насосных установок показано на рис. 3.34. Дадим несколько определений (ГОСТ 27.002–89. Надежность в технике. Основные понятия, термины и определения.).

Исправное состояние гидросистемы – состояние, при котором она соответствует всем требованиям, установленным нормативно-технической документацией. Если система не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической документации, то такое состояние гидросистемы считается неисправным. Таким образом, гидросистема может находиться в любой момент времени в исправном или неисправном состояниях.

Если гидросистема исправна, то она всегда считается работоспособной. Работоспособное состояние – состояние гидросистемы, при котором она способна выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией. Неработоспособное состояние – состояние системы, при котором значение хотя бы одного заданного параметра, характеризующего способность гидросистемы выполнять заданные функции, не соответствуют требованиям нормативно-технической документации.

Неработоспособное состояние системы проявляется через отказ. Отказ – событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния. Отказ может быть: внезапный, постепенный, конструктивный, производственный, эксплуатационный, явный, скрытый и др.

Неисправность – состояние системы, при котором она не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической документации.

Неисправная гидросистема может быть работоспособной, например при нарушении окраски системы, при неправильных показаниях моновакуумметра на всасывающей магистрали насоса и др. Термин «неисправность» является наиболее общим. Он включает в себя понятие отказа и повреждения. Повреждение – событие, заключающиеся в нарушении исправного состояния гидросистемы при сохранении работоспособного состояния. Схема перехода гидросистемы из исправного состояния в неработоспособное состояние показана на рис. 3.35.

Надежность – свойство гидросистемы сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования. Надежность является комплексным свойством и включает безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость.

Безотказность – свойства системы непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки.

Долговечность – свойство системы сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Ремонтопригодность – свойство системы, заключающееся в приспособленности к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонта.

Сохраняемость – свойство системы сохранять в заданных пределах значения параметров, характеризующих способность системы выполнять требуемые функции в течение и после хранения и транспортирования.

Наработка – продолжительность или объем работы гидросистемы.

Наработка до отказа – наработка системы от начала эксплуатации до возникновения первого отказа.

Время восстановления – продолжительность восстановления работоспособного состояния.

Ресурс – суммарная наработка системы от начала эксплуатации (или ее возобнавления после ремонта) до перехода в предельное состояние.

Срок службы – календарная продолжительность эксплуатации от начала эксплуатации системы (или ее возобновления после ремонта) до перехода в предельное состояние.

Справочник по гидравлике

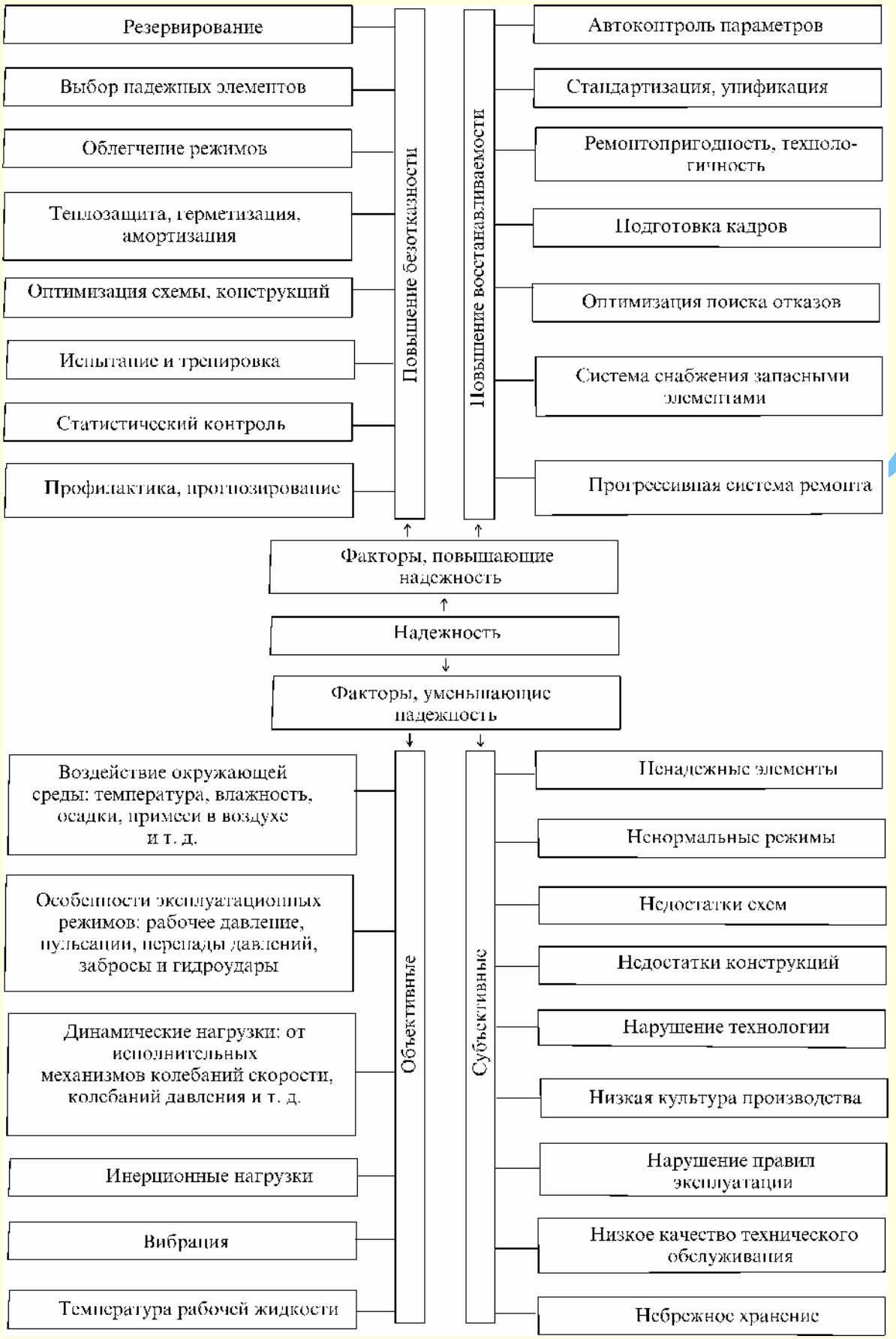


Рис. 3.34. Влияние различных факторов на надежность насосных установок



Рис. 3.35. Схема перехода гидросистемы из исправного состояния в неработоспособное состояние

Гидравлические системы находят широкое применение в различных областях техники. От надежности гидросистемы иногда зависит безопасность эксплуатации объекта или качество выпускаемой продукции.

Дальнейшее усложнение конструкции гидравлических систем и расширение выполняемых ими функций приводит к увеличению количества элементов гидравлической системы и элементов систем автоматического управления. Усложнение конструкции, рост мощности, расширение функций вызывает определенные трудности для обеспечения надежной работы гидравлической системы.

Для анализа насосной установки наиболее часто используют следующие показатели теории надежности: вероятность безотказной работы $P(t)$; интенсивность отказа $\lambda(t)$ и др.

Вероятность безотказной работы – вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ в системе не возникнет.

Интенсивность отказов – условная плотность возникновения отказа системы, определяемая при условии, что до рассматриваемого момента времени отказ не возник.

Рассмотрим достаточно большую серию одинаковых гидравлических элементов, например вентилей; число вентилей перед началом испытаний было N_0. За время Δt при испытании вышло из строя $n(t)$ элементов. Тогда вероятность безотказной работы может быть определена:

$$P(t) \approx \frac{N_0 - n(t)}{N_0}. \qquad (3.56)$$

При $t = 0$; $P(0) = 1$ – любой элемент работает; $t = \infty$; $P(t) = 0$ – все элементы вышли из строя.

Функция $P(t)$ является убывающей. Следовательно, надежность определяется как вероятность того, что за время безотказной работы элемента T будет больше заданного времени t (рис.3.36).

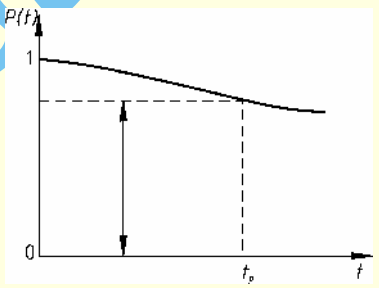


Рис. 3.36. Вероятность безотказной работы насосной установки и определение ресурса t_p по требуемому значению

Это можно записать так:

$$P(t) = p\{T > t\}. \qquad (3.57)$$

На практике количество элементов для испытаний обычно ограничено.

Тогда

$$P(t) = \frac{N_0 - \sum_{i=1}^{t=t_1} n(t)}{N_0}, \qquad (3.58)$$

где $n(t)$ – число отказов к моменту времени t_1.

Значение величины $P(t)$ охватывает все факторы, влияющие на надежность: объективные и субъективные. Знание величины $P(t)$ позволяет использовать ее значение при проектировании новой гидросистемы (элемента).

Интенсивность отказа $\lambda(t)$ есть отношение числа отказавших элементов в единицу времени к среднему числу эле-

Справочник по гидравлике

ментов, продолжающих успешно работать. По приближенной формуле имеем

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n(t)}{N(t)\Delta t}, \qquad (3.59)$$

где $N(t) = \frac{(N_{i-1} + N_i)}{2}$

N_{i-1} – число элементов, исправно работающих в начале интервала времени Δt;

N_i – число элементов, исправно работающих в конце интервала времени Δt.

Вид зависимости $\lambda = f(t)$ показан на рис. 3.37. Характеристика $\lambda = f(t)$ включают три зоны:

A – зона приработки;

B – зона нормальной эксплуатации;

C – зона износа и старения.

Зона A начинается от начала пуска насосной установки до передачи ее в эксплуатацию. Зона B – участок нормальной эксплуатации; он начинается после приемки насосной установки в эксплуатацию; эта зона характеризуется постоянством отказа λ; в этот период времени производится плановое техническое обслуживание установки, плановые ремонты оборудования, замена вышедших из строя элементов. Зона C характеризует увеличение интенсивности отказа насосной установки из-за износа и старения ее элементов. Износ – изменение размеров,формы или состояния поверхности объекта вследствие разрушения поверхностного слоя объекта. Старение – снижение эффективности техники в процессе ее эксплуатации.

Режимы эксплуатации насосной установки оказывают существенное влияние на вид кривой $\lambda = f(t)$. При облегченных режимах эксплуатации интенсивность отказов понижается (рис. 3.37, кривая *2*); при тяжелых режимах эксплуатации интенсивность отказов возрастает (рис. 3.37 кривая *1*); при этом, изменяются и протяженности зон.

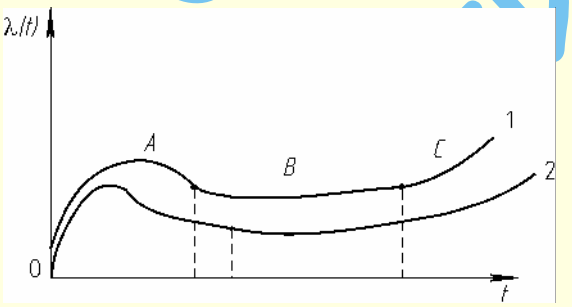


Рис. 3.37. Интенсивность отказов при различных условиях эксплуатации: 1 — при облегченных режимах эксплуатации; 2 — при тяжелых режимах эксплуатации.

Наиболее часто по различным элементам гидросистемы сообщаются статистические данные об интенсивности отказов λ. Интенсивность отказов величина размерная, обычно 1/час; численное значение λ может даваться в трех значениях: максимальное, среднее и минимальное. Например, для насоса с электроприводом: $\lambda_{max} = 27{,}4 \cdot 10^{-6}$ 1/час; $\lambda_{ср} = 8{,}7 \cdot 10^{-6}$ 1/час; $\lambda_{min} = 2{,}25 \cdot 10^{-6}$ 1/час.

В таблице 3.5 приведены значения интенсивности отказов элементов насосных установок [18].

Таблица 3.5

Интенсивность отказов λ элементов насосных установок

Наименование элементов	$\lambda \cdot 10^6$
Насосы шестеренные	13,0
Насосы аксиально-поршневые нерегулируемой производительности	$\frac{9{,}0}{6{,}0 - 13{,}0}$
Насосы аксиально-поршневые регулируемой производительности	20,0
Насосы с гидравлическим приводом	$\frac{11{,}28}{2{,}84 - 45{,}0}$
Насосы с механическим приводом	$\frac{8{,}74}{1{,}12 - 31{,}3}$
Насосы с пневматическим приводом	$\frac{14{,}7}{6{,}9 - 49{,}0}$
Насосы с электрическим приводом	$\frac{8{,}7}{2{,}25 - 27{,}4}$
Гидравлические двигатели	$\frac{4{,}3}{1{,}45 - 7{,}15}$
Силовые цилиндры гидравлические	$\frac{0{,}008}{0{,}005 - 0{,}12}$
Силовые цилиндры пневматические	$\frac{0{,}004}{0{,}002 - 0{,}13}$
Баки	$\frac{1{,}5}{0{,}48 - 2{,}52}$
Гидропневматические аккумуляторы	$\frac{6{,}8}{0{,}35 - 7{,}5}$
Арматура трубопроводов (тройники, крестовины)	$\frac{29{,}0}{0{,}97 - 4{,}85}$
Соединения трубопроводов	$\frac{0{,}03}{0{,}012 - 2{,}01}$
Уплотнения для вращающихся элементов	$\frac{0{,}7}{0{,}25 - 1{,}12}$
Уплотнения для поступательно движущихся элементов	$\frac{0{,}3}{0{,}11 - 0{,}92}$
Фильтры	$\frac{0{,}79}{0{,}01 - 1{,}02}$
Шланги резиновые	$\frac{3{,}93}{0{,}157 - 5{,}22}$
Шланги высокого давления с металлической оплеткой	$\frac{2{,}0}{0{,}05 - 3{,}27}$

Примечание. В числителе указано среднее значение, а в знаменателе – нижний и верхний пределы значений

Справочник по гидравлике

В зоне нормальной эксплуатации величина λ = const. В случае отсутствия отказов в системе в заданном интервале времени имеем:

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \qquad (3.60)$$

Это выражение называют экспоненциальным законом надежности.

Коэффициент технического использования насосной установки определяется:

$$k_t = \frac{t_э}{t_э + t_{рем}}, \qquad (3.61)$$

где $t_э$ – время работы насосной установки;

$t_{рем}$ – время продолжительности ремонта.

Количественный расчет значения надежности наиболее просто выполнить для насосной установки состоящей из n – элементов по формуле:

$$P(t) = e^{-\left(\sum_{i=1}^{n}\lambda_i\right)t}. \qquad (3.62)$$

Деление насосной установки на элементы носит условный характер: электронасос, например, может быть выделен в отдельный элемент, а может быть представлен двумя элементами: насос и электродвигатель. Глубина деления на элементы определяется наличием надежных материалов по интенсивности отказов λ_i.

Получение численных значений λ_i требует проведения специальных испытаний, достаточно дорогостоящих.

Необходимо также учесть, что один и тот же элемент может выпускаться различными предприятиями со своей технологией изготовления, но эксплуатируется он в разных условиях. Для ответственных насосных установок должны проводиться испытания всей установки (или ее элементов) на надежность в условиях, приближенных к условиям эксплуатации. Учет влияния условий эксплуатации оборудования представлен в работе [18].

Пример. Для гидравлической системы, показанной на рис. 3.14, например, суммарная величина интенсивности отказов $\sum_{i=1}^{n}\lambda_i = 60 \cdot 10^{-6}$ 1/час. Определим вероятность безотказность работы системы в течение одного месяца: t = 720 часов.

Тогда:

$$P(t) = e^{-60\cdot 10^{-6}\cdot 720} = 0{,}957. \qquad (3.63)$$

Резервирование элементов или гидросистемы в целом является одним из способов повышения надежности системы, например, всасывающая магистраль насоса может быть выполнена в две линии.

Отдельные вопросы надежности насосных станций рассмотрены в [14].

3.8. ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Каждая насосная установка имеет свои характерные особенности и должна эксплуатироваться в соответствии с инструкциями по ее обслуживанию и обслуживанию агрегатов, систем комплекта аппаратуры и др.

3.8.1. Общие технические требования к насосам

Насосы, выпускаемые заводами-изготовителями, должны удовлетворять определенным техническим требованиям, которые регламентированы ГОСТами, техническими условиями и др. Готовая продукция должна быть принята отделом технического контроля завода-изготовителя. Изготовитель должен гарантировать соответствие всех технических показателей действующим стандартам, техническим условиям или технической документации, утвержденной в установленном порядке.

Вместе с насосом должны поставляться: специальный инструмент, комплект запасных частей, арматура, контрольно-измерительная и защитная аппаратура, комплект присоединительных элементов и др. Все отверстия поставляемых насосов и других элементов должны быть закрыты. По требованию потребителя допускается поставлять один комплект специального инструмента на несколько насосов; также допускается поставлять насос без электродвигателя. Завод-изготовитель обязан безвозмездно заменять или ремонтировать насос, если обнаружится несоответствие показателей насоса требованиям ГОСТа, техническим условиям и др.

Завод-изготовитель должен проводить следующие виды испытаний: контрольные, типовые и на надежность.

Контрольные испытания проводятся с целью проверки соответствия технических показателей насосов действующим ГОСТам.

Типовые испытания проводятся при изменении элементов конструкции насосов, материалов или технологических процессов.

Испытания на надежность выполняются по программе завода-изготовителя по согласованию с заказчиком.

Например, количество насосов, подвергаемых типовым испытаниям при выпуске годовой продукции от 10 до 50 в год, составляет 5.

На каждом насосе на видном месте прикрепляется табличка, содержащая следующие показатели: подача насоса, напор насоса, КПД, частота вращения, порядковый номер и др. На корпусе насоса должно быть обозначено стрелкой направление вращения ротора. На каждый насос полагается полный комплект документации, прилагается также техническая документация на комплектующее оборудование и приборы. Насос и комплектующее оборудование должны храниться в соответствии с инструкциями завода изготовителя [35, 41, 45, 46].

3.8.2. Основы эксплуатации насосных установок

Подготовка насосов к пуску

Перед пуском насосной установки следует осмотреть насос и элементы системы с целью проверки их исправности. Все посторонние предметы должны быть убраны перед пуском насоса, контрольно-измерительные приборы – должны быть проверены и исправны, все болтовые соединения должны быть затянуты, а соединения трубопровода должны быть герметичны. Всасывающий трубопровод насоса и насос должны быть заполнены перекачиваемой жидкостью. Возможные схемы заливки насоса показаны на рис. 3.38.

Справочник по гидравлике

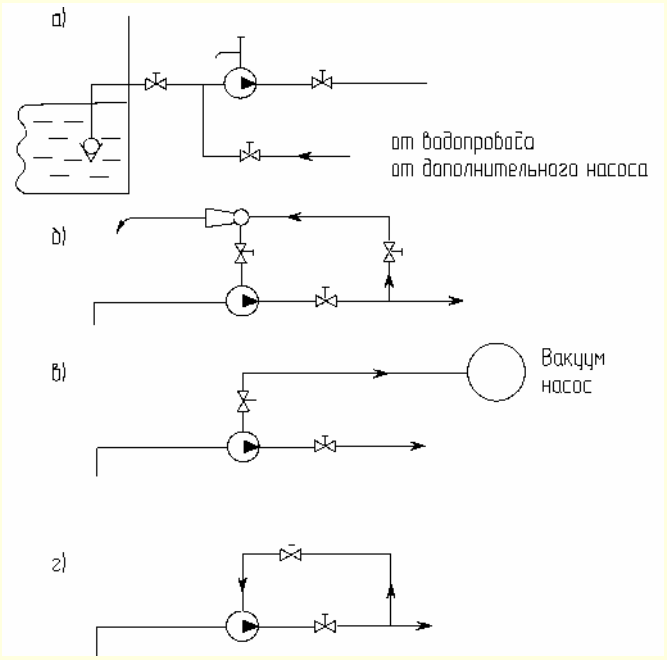


Рис. 3.38. Схемы заливки центробежного насоса

Пуск насоса

Пуск насоса выполняется после проведения всех необходимых подготовительных операций. Пуск центробежного насоса, как правило, выполняется при закрытой задвижке на выходе из насоса. После достижения насосом заданной частоты вращения выходную задвижку медленно открывают и контролируют показатели насосной установки. Некоторые типы насосов запускаются при открытой выходной задвижке.

Обслуживание насоса во время работы

Во время работы насоса ведется наблюдение за показаниями контрольно-измерительных приборов. В случаях нарушения нормальной работы насоса (вибрация, нагрев подшипников, характерные звуки в насосе или двигателе и т.д.) насос должен быть немедленно остановлен. Наиболее часто встречающиеся характерные неисправности в работе насосов и способы их устранения показаны в табл. 3.6 –3.8.

Таблица 3.6

Характерные неисправности в работе лопастных насосов и способы их устранения

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения неисправности
Насос не подает жидкость	Насос и всасывающий трубопровод не залиты жидкостью	Залить жидкостью трубопровод и насос
	Закрыта задвижка на всасывающем трубопроводе	Открыть задвижку
	Подсос воздуха через неплотности в соединениях всасывающего трубопровода или всасывающей полости насоса	Тщательно проверить все соединения всасывающей части и устранить обнаруженные подсосы; если сальник сильно пропускает жидкость, разобрать его и устранить дефекты
	Велика высота всасывания	Уменьшить высоту всасывания
Насос не обеспечивает нужной подачи	Велико сопротивление нагнетательного или всасывающего трубопроводов	Уменьшить сопротивление трубопровода
	Двигатель не развивает требуемое число оборотов	Довести число оборотов до нормального
	Пропуск воздуха в насос через сальник или неплотности соединения всасывающего трубопровода	Набить сальник, подтянуть места соединений трубопровода
	В насос попало инородное тело	Прочистить колесо ротора насоса
Велика потребляемая мощность	Неправильная сборка насоса – вал тяжело проворачивается вручную	Отрегулировать торцовые зазоры колеса, устранить перекосы
	В насос попал песок или другие абразивные вещества	Разобрать насос и прочистить его
Греется сальник	Износилась набивка сальника	Заменить набивку
	Сильно затянуты гайки крышки	Ослабить затяжку гаек
Греется корпус насоса	Насос работает с закрытой нагнетательной задвижкой	Открыть задвижку
	Неисправность подшипников или недопустимо большое трение в сальниках	Устранить неисправности
Появляется вибрация, сопровождающаяся иногда ударами, стуками и шумом	Появление кавитационного режима с характерными стуками	Устранить причины повышения вакуумметрической высоты всасывания; изменить режим работы насоса
	Нарушилась центровка валов насоса и приводного двигателя	Проверить крепление агрегата и произвести центровку валов

Справочник по гидравлике

Таблица 3.7

Характерные неисправности в работе поршневых насосов

Виды неисправности	Возможные причины неисправности
Насос после пуска не подает воду	Приемный клапан пропускает воду, которая вытекает до того, как насос начинает работать
	Фланцы всасывающего трубопровода неплотно соединены; прокладка прорвана и пропускает воздух, вследствие чего насос не создает разрежения
	Увеличилась длина всасывающего трубопровода вследствие опускания уровня воды при откачивании ее из колодца
	Неплотно закрывается всасывающий клапан, ввиду чего вода из цилиндра вытекает во всасывающую трубу
Насос подает недостаточное количество воды	Через неплотности во всасывающей трубе и в сальниках воздух проникает в насос, поэтому в цилиндре создается недостаточное разрежение и уменьшается полезный ход поршня. Часть жидкости вытекает через неплотности в клапанах и цилиндре. Через всасывающий клапан эта жидкость проходит при нагнетательном ходе поршня, а через неплотности в нагнетательном клапане она просачивается из нагнетательной трубы в цилиндр при всасывающем ходе поршня
	Загрязнилась приемная сетка, заклинился приемный клапан
Подшипники и сальники нагреваются	Плохо подается смазка в подшипники
	Загрязнилось масло
	Шейки вала плохо прилегают к вкладышам
	Сальники слишком туго затянуты
Насос во время работы стучит	Воздушные колпаки не заполнены воздухом
	Пружины клапанов ослабли или лопнули
	Частота вращения превышает нормальную (вода не успевает перемещаться за поршнем)
	Износились подшипники
	Ось вала расположена не перпендикулярно к оси цилиндра
	Между ползуном и направляющими (привод от кривошипно-шатунного механизма) образовался большой зазор
	Вследствие большого сопротивления при слишком узкой всасывающей трубе происходит разрыв струи
	Большой зазор между шейками и вкладышами подшипников (биение вала)
	Большой зазор между вкладышем шатунной головки и пальцем кривошипа, от чего шатун вибрирует
	Большой зазор между вкладышем и пальцем ползуна
	Ослабло крепление поршня на штоке

Таблица 3.8

Характерные неисправности в работе роторных насосов

Неисправности	Причины неисправностей	Способы устранения неисправностей
Насос не засасывает жидкость	Насос не залит жидкостью	Залить насос перекачиваемой жидкостью
	Закрыта задвижка на всасывающей трубе	Открыть задвижку
	Засорен фильтр, установленный на приемном конце всасывающей трубы	Очистить фильтр
	Значительные подсосы воздуха через неплотности в соединениях всасывающей трубы или всасывающей камеры насоса	Тщательно проверить все соединения всасывающей части и устранить обнаруженные подсосы
	Слишком большая высота всасывания	Уменьшить высоту всасывания
Насос не обеспечивает расчетной подачи	Неправильно отрегулирован предохранительно-перепускной клапан	Отрегулировать клапан
	Клапан заело или под него попала грязь, вследствие чего он не садится на место	Устранить заедание клапана или прочистить его
	Двигатель не развивает требуемое число оборотов	Довести число оборотов до нормального
	Велики зазоры внутри насоса: между винтами и обоймой в винтовом насосе, между торцами роторов и вставками в шестеренном насосе и др.	Заменить изношенные детали
	Велико давление нагнетания	Уменьшить давление нагнетания, увеличив открытие задвижки

Справочник по Гидравлике

Продолжение таблицы 3.8

Неисправности	Причины неисправностей	Способы устранения неисправностей
Велика потребляемая мощность	Насос перекачивает слишком вязкую жидкость	Уменьшить вязкость перекачиваемой жидкости. Если снизить вязкость невозможно, то уменьшить число оборотов и работать с меньшей подачей
	Насос перекачивает загрязненную жидкость, происходит задир и срабатывание рабочих поверхностей насоса или подшипников	Разобрать насос и прочистить. В случае необходимости устранить повреждения
Сильная вибрация насоса	Нарушилась центровка валов насоса и приводного двигателя	Проверить крепление агрегата и произвести центровку валов
Сильная течь сальника	Износились манжеты	Заменить манжеты
	Износилась набивка	Заменить набивку
	В случае торцевого уплотнения возможны следующие неисправности: 1) ослабла пружина 2) резиновое уплотнительное кольцо неплотно сидит на валу 3) между опорным и уплотнительным кольцом попали твердые частицы и образовался надир трущихся поверхностей	 1) пружину заменить новой 2) кольцо заменить новым 3) поверхности опорного и уплотнительного колец зачистить и притереть
Стрелки манометра и мановакуумметра резко колеблются	На всасывающем тракте имеются неплотности, и насос подсасывает воздух	Проверить герметичность всасывающего тракта и устранить неплотности
	Велика высота всасывания	Уменьшить высоту всасывания
Стрелка мановакуумметра стоит на нуле при работающем насосе	Не отрегулирован предохранительно-перепускной клапан	Отрегулировать клапан на нужное давление
	Не исправен прибор	Заменить прибор
	Имеется подсос воздуха во всасывающую трубу	Устранить подсос воздуха

Техника безопасности при обслуживании насосов

К обслуживанию насоса допускаются лица, имеющие право на обслуживание насосной установки, хорошо знающие эксплуатируемую насосную установку, техническую документацию на нее и комплектующее оборудование и правила обслуживания насосной установки и ее элементов. Если насосная установка перекачивает огнеопасные, ядовитые или другие жидкости, то в этом случае принимаются особые меры безопасности, которые отражаются в инструкциях. В инструкциях должны быть четко указаны мероприятия по эксплуатации насосной установки, электродвигателя и др. элементов. В помещении насосной установки должны иметься схемы насосной установки, инструкции, журнал учета эксплуатации и технического состояния насосной установки, комплекта оборудования и др.

3.8.3. Монтаж насосных установок

Общие сведения

К началу монтажных работ здание должно быть готово к эксплуатации в соответствии с требованиями СНиПов. В зданиях и сооружениях должны быть нанесены главные оси и высотные отметки.

Монтаж насосов, электродвигателей, арматуры и трубопроводов производится при использовании грузоподъемных механизмов и средств малой механизации (кранов, тележек, стендов и приспособлений), измерительных и слесарных инструментов.

На монтажные площадки электрические двигатели и насосы поступают, как правило, в собранном виде – блочно. Крупные (непогружные) насосы и электродвигатели в ряде случаев поставляются в разобранном виде. Объем ревизии агрегата и его комплектующего оборудования определяется представителями заказчика и поставщиками изделий.

Монтаж всех насосов, электрических машин и систем ведут бригады слесарей. Подключение электрических машин к сети, монтаж и наладку электрических систем выполняют бригады электриков. Материал этого раздела излагается по работе [26] с некоторыми сокращениями и изменениями.

Ревизия агрегатов

Для определения исправности поступающего на монтаж оборудования проводят полную или неполную его ревизию. Полная ревизия необходима, если нарушены условия и срок хранения оборудования или условия транспортирования.

При полной ревизии разбирают все сборочные единицы и детали. После визуального осмотра и контрольных замеров зазоров между вращающимися и неподвижными деталями агрегата производят расконсервацию насоса, двигателя и полумуфты (при ее наличии). Все детали и внутреннюю полость опор промывают растворителем.

Консистентной смазкой заполняют пространства между наружными и внутренними кольцами подшипников, щелевые уплотнения подшипниковых опор с кольцевыми канавками. Полумуфта, крепежные пальцы из которой предварительно были вынуты, на вал двигателя устанавливается в нагретом виде при температуре $t \le 180°$ С.

Справочник по гидравлике

При повреждении пломб на шпильках разъема и отсутствии представителя предприятия-изготовителя агрегата обязательна ревизия подшипников, шеек валов и кольцевых уплотнений. Для этого подшипники вскрывают. В некоторых случаях целесообразно провести ревизию узла гидропяты. Зазоры в подшипниках скольжения проверяют с помощью свинцовых оттисков. Размеры зазоров между шейкой вала ротора и вкладышем должны составлять: верхнего – 0,001– 0,002D, боковых – 0,0005–0,0015D (где D – диаметр шейки вала). Натяг крышки подшипника должен быть 0,05–0,1 мм. Поверяют плотность прилегания плоскости разъема вкладышей (щуп толщиной 0,003 мм не должен проходить в зазор). Прилегание нижнего вкладыша к корпусу проверяют по краске. В случае плохого прилегания (менее 70% площади) подгоняют вкладыши шабрением. Шейка вала должна лежать на всей длине вкладыша и касаться его на дуге, равной 60°.

При ревизии подшипников скольжения проверяют состояние корпуса, масляных камер, отверстий для отвода масла.

При проверке шарикоподшипников обращают внимание на их сохранность и проверяют надежность крепления подшипников на валу и фиксации их в корпусе.

Поверхности шеек валов не должны иметь рисок, коррозионных пятен и забоин; конусность шеек не должна превышать 0,02 мм. Биение шеек вала, уложенного в подшипники, с насаженным рабочим колесом и полумуфтами не должно быть более 0,02 мм, а торцовое и радиальное биения жестких, упругих и зубчатых полумуфт – в пределах значений, приведенных в табл. 3.9 При сборке насосов необходимо проверять соответствие зазоров нормам, указанным в табл. 3.10 и табл. 3.11.

Таблица 3.9

Допустимая разность радиальных и торцовых зазоров при центрировании по полумуфтам, мм

Частота вращения ротора, об/мин	Муфта (диаметр менее 500 мм)		
	Жесткая	Упруго-пальцевая	Зубчатая
0–500	0,10	0,15	0,20
500–750	0,08	0,10	0,15
750–1500	0,06	0,08	0,12
1500–3000	0,04	0,06	0,10
3000 и более	0,02	0,04	0,04

Таблица 3.10

Допустимые зазоры между уплотнениями вращающихся и неподвижных деталей (с каждой стороны), мм

Диаметр вращающейся детали, мм	Зазоры	Диаметр вращающейся детали, мм	Зазоры
120–180	0,2–0,3	800–1200	0,8–1,2
180–260	0,25–0,35	1200–1600	1,2–1,6
260–360	0,3–0,4	1600–2000	1,6–2
360–500	0,4–0,5	2000–2500	2–2,5
500–800	0,6–0,8		

Таблица 3.11

Допустимые зазоры между валом и втулками подшипников напорного и всасывающего патрубков скважинного насоса, мм

Диаметр вращающейся детали, мм	Радиальный зазор между валом и втулками подшипников насоса со стороны патрубка	
	Напорного	Всасывающего
30–50	0,085–0,2	0,17–0,28
50–80	0,1–0,23	0,2–0,33
80–120	0,2–0,26	0,23–0,39
120–180	0,26–0,3	0,27–0,44
180–240	0,3–0,4	0,3–0,5

Примечание: При лигнофолевом вкладыше подшипника зазоры устанавливаются по верхним пределам Для резиновых подшипников допуски увеличиваются на 0,05–0,08 мм.

Осевой разбег ротора насоса должен находиться в пределах, указанных заводом-изготовителем. Ротор насоса и двигателя должен свободно проворачиваться вручную.

При неполной ревизии поступающие на монтаж узлы агрегата подлежат расконсервации (удаление ингибированной бумаги, промывание горячей водой, растворами, продувание подогретым воздухом и т.д.). При этом проверяют состояние основных сборочных единиц и деталей, причем, как правило, после установки агрегата на фундамент. Оборудование, прибывшее на место с сохраненными опломбированными заглушками и в целой упаковке, имеющее подтверждение об обезжиривании на заводе-изготовителе, не промывают растворителем.

Монтаж и центровка горизонтальных насосных агрегатов

Монтаж центробежных горизонтальных насосных агрегатов начинают с установки плит или рам на фундамент и выверки их в плане, по высоте и горизонтали (см. «Допуски и посадки на монтаж насосных агрегатов»). Узлы насосных агрегатов устанавливают на единой плите или на отдельных рамах, которые крепятся к фундаменту с помощью фундаментных или анкерных болтов (рис. 3.39). Выверку плит (рам) осуществляют при помощи клиньев, пластин (до 5 штук в пакете по вертикали) или установочных болтов, вворачиваемых в плиту или подведенных под раму. Подкладки помещают по обе стороны каждого болта и по всему периметру рамы через 300–1000 мм в зависимости от ее жесткости. Вокруг фундамента делают сплошную опалубку. Наборы подкладок или другие выставочные приспособления (плоские и клиновые подкладки, резьбовые регулировочные приспособления) обертываются плотным слоем толя, картона или бумаги. Промежутки между рамой и фундаментом заполняют бетонным раствором (при сохранении правильности выставки). После достижения проектной прочности бетона выполняют затяжку болтов. Если отверстия в рамах машины (насоса, двигателя) не совпадают с фундаментными болтами или отметки фундамента значительно занижены, применяют переходные подрамники. На подрамниках устанавливают обычно насосные агрегаты малой и средней производительности. Размеры под-

Справочник гидравлике

рамника зависят от размеров рамы машины. Подрамники изготавливают из швеллеров, которые для жесткости усиливают ребрами. На опорные поверхности приваривают платики (пластины), которые после сварки фрезеруют. Подрамники устанавливают, выверяют и заливают раствором так же, как рамы агрегата на фундаменте, т.е. устанавливают на подкладки, выверяют по главным осям и горизонтальной плоскости по уровню. При установке агрегата проверяют, чтобы зазор между подкладками (платиками) и нижней плоскостью рамы не превышал 0,03–0,05 мм, а при ослаблении или затягивании гаек у фундаментных болтов, чтобы показания уровней не изменялись более чем на 0,1 мм на 1 м длины рамы.

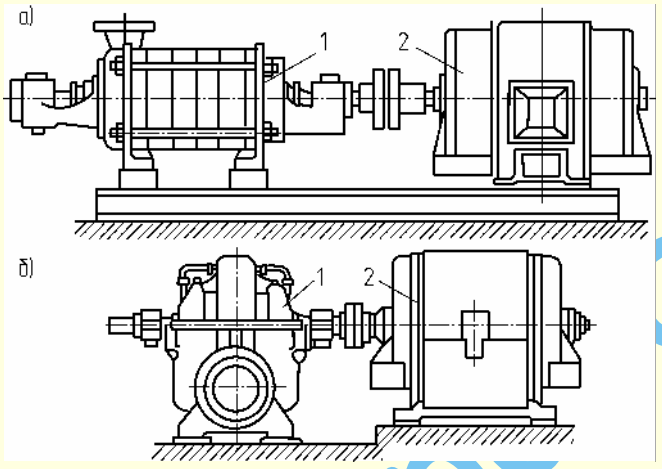


Рис. 3.39. Установка насосных агрегатов:
а – на общей фундаментной раме; *б* – на раздельных фундаментных рамах;
1 – насос; *2* – электродвигатель

Выверку электродвигателя производят так же, как насоса, и с помощью тех же приспособлений. Но при этом особое внимание уделяют проверке соосности валов электродвигателя и приводной машины. Совпадение основных осей фундамента и агрегата в плане и в горизонтальной плоскости проверяют специальным приспособлением по струне толщиной 0,3–0,5 мм, натянутой поверх агрегатов (рис. 3.40) по центровым отметкам. Агрегат перемещают относительно струны, как в горизонтальном, так и в поперечном направлении до совпадения линий отвеса и риски на фундаменте, обозначающей ось машины.

Горизонтальность агрегата проверяют по его базовым поверхностям (размерами 200 × 200 мм или две по 200 × 50 мм каждая), достаточным для установки на них уровня (уровни при выверке устанавливают в двух взаимно перпендикулярных направлениях).

В вертикальной плоскости проверяют высотные отметки опорных плоскостей. При монтаже агрегатов, имеющих раздельные опорные рамы или плиты, следует особое внимание обращать на зазор между торцами полумуфт.

При монтаже насосов для перекачивания горячих жидкостей, обязательно проверяют зазор в продольных шпонках и зазор между дистанционной втулкой и отверстиями в лапах насоса. Они должны соответствовать зазорам, указанным в паспорте насоса.

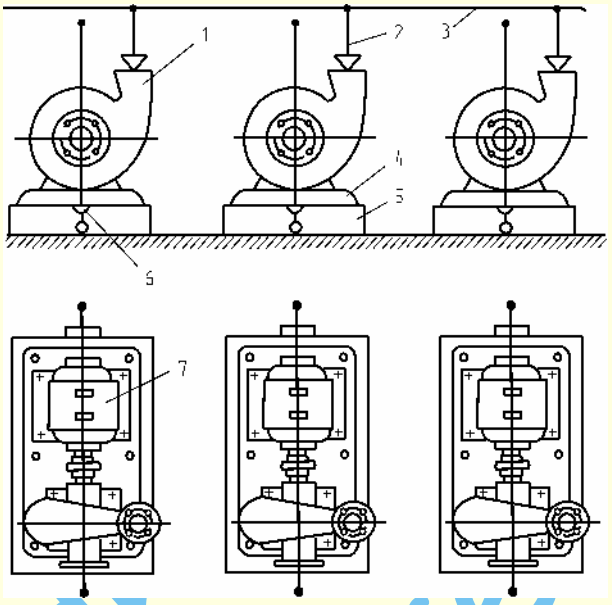


Рис. 3.40. Натяжение струны для проверки насосов:
1 – насос; *2* – отвес; *3* – струна; *4* – плита; *5* – фундамент;
6 – насечка осевая; *7* – электродвигатель

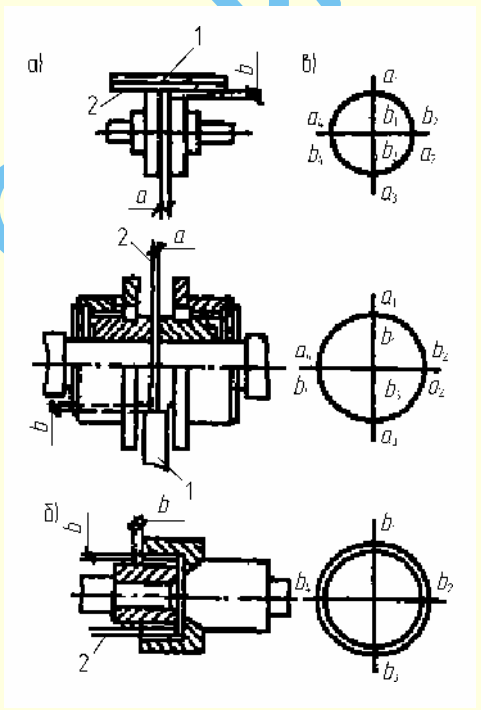


Рис. 3.41. Установка муфты с помощью линейки и щупа:
а – центровка с помощью линейки и щупа; *б* – центровка с помощью щупа; *в* – круговые диаграммы результатов центровки;
1 – линейка; *2* – щуп

Наиболее ответственной операцией при монтаже горизонтальных насосных агрегатов является центровка валов по полумуфтам. Вначале выполняют предварительную, а затем окончательную центровку валов. До центровки необходимо убедиться, по приставке или специальному шаблону, в соответствии расстояний между торцами полумуфт ротора двигателя и ротора насоса. В зависимости от конструкции полумуфты предварительную центровку производят линейкой и щупом или только щупом (рис. 3.41). При этом замеряют диаметр полумуфты и расстояния от торца до середины подшипников, как насоса, так и двигателя.

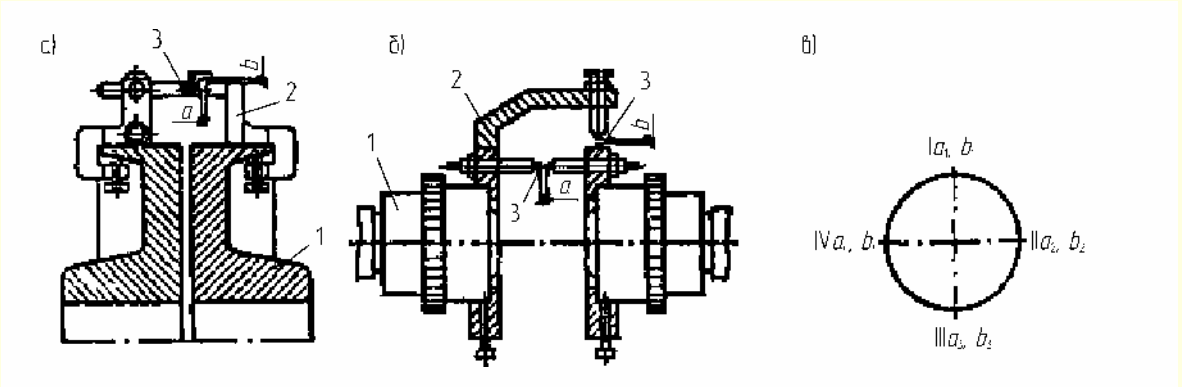


Рис. 3. 42. Центровка валов с помощью скобы и щупа:
а – центровка упругой муфты; *б* – центровка зубчатой муфты; *в* – положения I, II, III, IV полумуфт при совместном повороте на 0, 90, 180 и 270° соответственно; *1* – полумуфта; *2* – скоба; *3* – щуп

Окончательное центрирование производят при – полностью собранном агрегате, выстоявшемся фундаменте и затянутых фундаментных болтах – индикаторами, установленными с помощью магнитных присосов на полумуфтах, а при отсутствии присосов – приспособлением с индикаторами. В некоторых случаях центровку валов производят с помощью скобы и щупа (рис. 3.42).

Основной целью центрирования является приведение в заданные пределы величин смещения *a, b* (вертикального и горизонтального) и перекоса (угол α) осей агрегата. Для этого измеряют торцовые и радиальные расстояния между смежными полумуфтами.

При совместном повороте полумуфт измеряют радиальные *b*- и торцовые *a*- зазоры в диаметральных плоскостях для четырех их положений (0, 90, 180 и 270°).

Допустимые величины перекоса и параллельного смещения полумуфты обычно приводят в сопроводительной документации к агрегату. Ориентировочно при оценке центровки агрегата можно пользоваться данными, приведенными в табл. 3.12.

Таблица 3.12

Допустимые разности радиальных и торцовых зазоров при центровке по полумуфтам, мм

Частота вращения вала, об/мин	Муфты (диаметром менее 500 мм)		
	Жесткая	Упругая кольцевая	Зубчатая
0–500	0,1	0,15	0,2
500–750	0,08	0,1	0,15
750–1500	0,06	0,08	0,12
1500–3000	0,04	0,06	0,1
3000 и более	0,02	0,04	0,04

После повторной проверки центровки агрегатов набивают сальники, монтируют систему смазки (если она имеется), присоединяют трубопроводы. Затем насосные агрегаты испытывают вхолостую и под нагрузкой.

Монтаж и центровка вертикальных насосных агрегатов

Последовательность монтажа вертикальных насосов рассмотрим на примере монтажа насоса типа В, поступившего на площадку в разобранном виде отдельными узлами (рис. 3.43)

После проверки фундаментов и межэтажных проемов под агрегаты к месту монтажа подают узлы насосов. Вначале устанавливают фундаментные плиты насоса и осуществляют их выверку на отметках заложения. Проверку горизонтальности выполняют с использованием оптических устройств, брускового или гидростатического уровня. Отклонения по вертикальной отметке не должны превышать 1 мм, а по горизонтальной – 0,1 мм на 1 м. Затем приступают к центровке агрегата по вертикальной оси с помощью струны и отвеса. За базу принимается уплотняющее кольцо корпуса насоса (рис. 3.44).

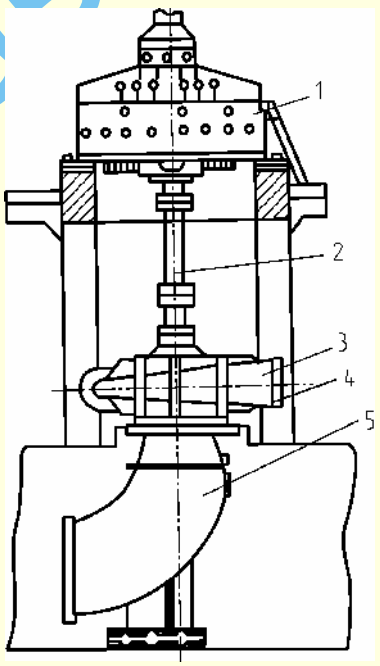


Рис. 3. 43. Установка насоса типа В:
1 – электродвигатель; *2* – вал; *3* – насос; *4* – напорный патрубок; *5* – всасывающий патрубок

Струну пропускают через центры насоса и статор двигателя и натягивают. Зазоры между струной и уплотняющим кольцом насоса замеряют микрощтихмассом и электроакустическим способом (несоосность не должна превышать 0,15–0,2 мм), производят предварительную центровку насоса и статора, заливают бетонным раствором фундаментные болты. После того как бетон наберет прочность, агрегат

Справочник гидравлике

окончательно центрируют. Отклонения осей насоса и двигателя от центра не должны превышать 0,03–0,05 мм. После этого на нижнюю крышку корпуса насоса устанавливают рабочее колесо с вертикальным валом, ставят верхнюю крышку насоса с вкладышами подшипника. Выверяют вертикальность вала насоса с помощью рамного уровня: допустимое отклонение от вертикали не должно быть более 0,04 мм на 1 м. Указанной точности добиваются установкой в зазор между шейкой вала и вкладышами подшипника полуколец, изготовленных из металлических пластин толщиной 0,1–0,4 мм. После предварительной выверки вертикальности вала монтируют трансмиссии. Далее собирают электродвигатель и проверяют зазоры между ротором и статором. Замеры выполняют вверху и внизу в четырех диаметрально противоположных точках. Фактические зазоры не должны отличаться от проектных более чем на 10%.

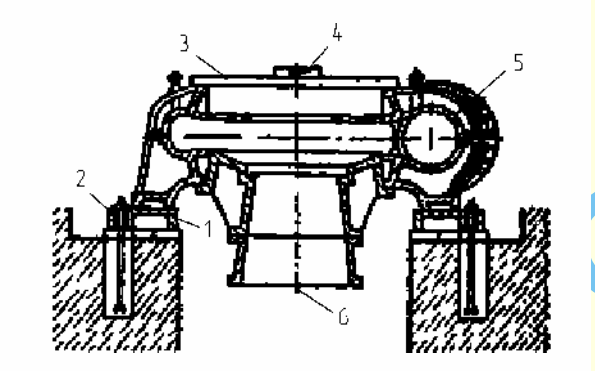


Рис. 3. 44. Установка и выверка корпуса насоса типа В:
1 – опорная плита; *2* – фундаментный болт;
3 – контрольная линейка; *4* – брусковый уровень;
5 – корпус насоса; *6* – струна

Несовпадение осей ротора и статора двигателя можно устранить передвижением вала ротора по сегментам подпятника опорного подшипника с помощью прижимных болтов (рис. 3.45). Затем выверяют общую линию вала агрегата, измеряя биение вала двумя индикаторами, установленными в горизонтальной плоскости под углом 90° (рис. 3.46). Биение вала трансмиссий, насоса, электродвигателя должно соответствовать допускам, указанным в инструкции завода-изготовителя. Если биение вала превышает допустимое, его устраняют шабровкой сопрягаемых плоскостей монтажных полуколец или торцов полумуфт. Далее выверяют вертикальность вала агрегата с помощью четырех струн (рис. 3.47). Расстояние от поверхности вала агрегата до струн необходимо замерять в двух сечениях по высоте вала: в самой верхней точке под нижней крестовиной электродвигателя (сечение *1–1*) и в самой нижней на валу насоса (сечение *2–2*).

Величина отклонения вала от вертикали определяется по формуле

$$\Delta L = \sqrt{(\Delta X^2 + \Delta Y^2)},$$

$$\Delta X = \frac{[(a_2 - b_2) - (a_1 - b_1)]}{2}, \qquad (3.64)$$

$$\Delta Y = \frac{[(c_2 - d_2) - (c_1 - d_1)]}{2},$$

где a_1, b_1, a_2, b_2, c_1, d_1, c_2, d_2 – замеры по осям X и Y;
ΔX и ΔY – отклонения по осям X и Y.

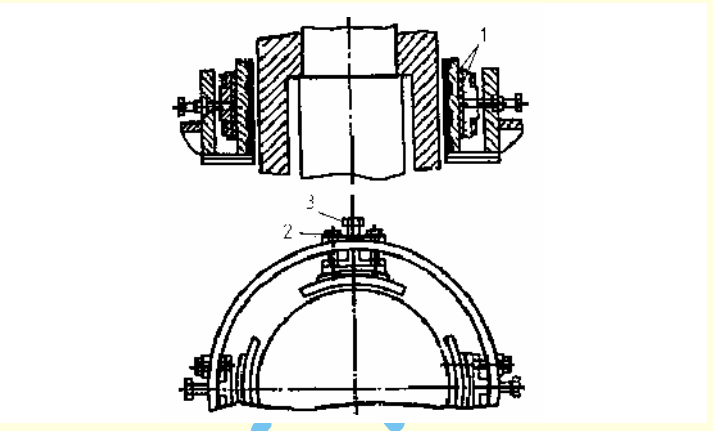


Рис. 3. 45. Установка сегментов направляющего подшипника:
1 – прокладки изоляционные; *2* – болты, оттягивающие сегменты;
3 – болты, прижимающие сегменты

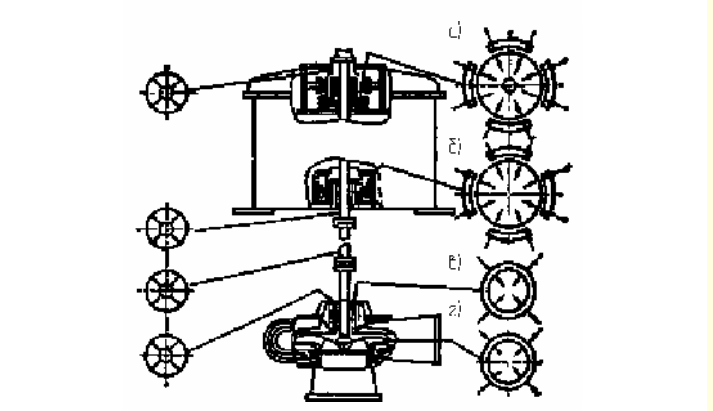


Рис. 3. 46. Места проверки биения вала индикаторами и проверяемых зазоров:
а, б – зазоры соответственно в верхнем и нижнем направляющих подшипниках электродвигателя; *в* – зазоры между валом и вкладышем подшипника; *г* – зазоры между уплотняющим кольцом корпуса и защитным кольцом рабочего колеса насоса

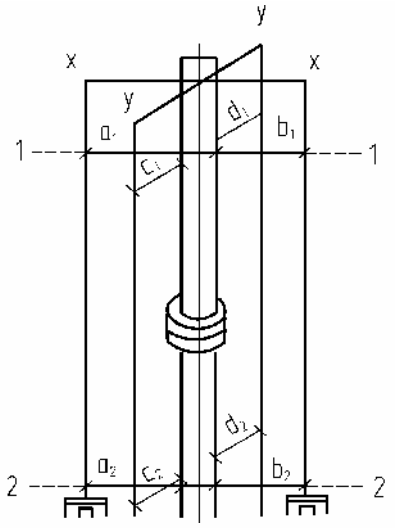


Рис. 3.47. Выверка вертикального вала агрегата с помощью четырех струн

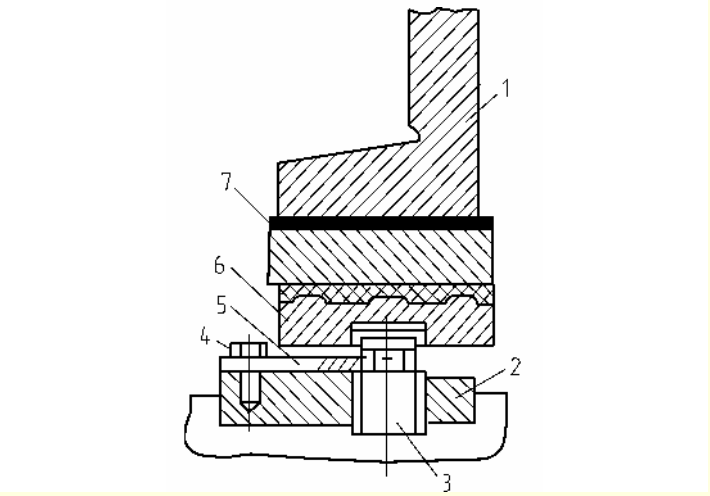


Рис. 3. 48. Установка опорного винта сегмента подпятника:
1 – плита; *2* – подпятник; *3* – опорный винт; *4* – винт;
5 – стопорная планка; *6* – сегмент; *7* – медная прокладка

Относительное отклонение вала от вертикали определяется величиной

$$\Delta L_0 = \frac{\Delta L}{L},$$

где L – длина участка вала между местами замеров;
ΔL – допускаемая величина отклонения (0,02 мм на 1 м длины).

Если отклонение вала агрегата по вертикали более 0,02 мм на 1 м, то необходимо его уменьшить, изменив установку сегментов подпятника с помощью опорных винтов (рис. 3.48).

Выверив вертикальность вала, проверяют зазоры в подшипниках. Затем под плиты насоса и электродвигателя заливают бетон. После его твердения перебирают сальники, ставят вспомогательное оборудование и трубопроводы. По окончании этих работ приступают к опробованию и испытанию насосного агрегата.

Допуски и посадки на монтаж насосных агрегатов

При монтаже насосных агрегатов могут приниматься следующие допуски и посадки, мм:

Горизонтальные центробежные насосы

Непараллельность горизонтали на 1 м:
- верхних плоскостей фундаментных плит 0,1
- оси вала рабочего колеса 0,04
- плоскости разъема корпуса 0,04
- вала (замеренного по шейкам) 0,06

Зазор в уплотнительных кольцах:
- между рабочим колесом и корпусом 1–1,2
- осевой 0,04–0,5
- радиальный 0,04–0,5

Зазор в многодисковых секционных насосах:
- радиальный в уплотнительных кольцах 0,15–0,2
- осевой в разгрузочном диске 0,4–0,8

Зазор в сальниках между валом или вращающейся втулкой и упорной частью сальника 0,2–0,3

Соосность вала и расточки сальника (разность размеров по окружности) 0,06–0,08

Осевой разбег вала (кроме насосов с разгрузочным диском) 0,1–0,15

Вертикальные насосы

Насос

Смещение осей отверстий в плитах насоса для фундаментных болтов:
- изменение расстояния между осями 2
- то же, между диаметрами 1,5

Конусность шеек вала на длину шейки 0,02

Высотная отметка установки фундаментных плит 5

Непараллельность горизонтали фундаментных плит в двух взаимно перпендикулярных направлениях на 1 м 0,3

Допустимое смещение осей полуфланцев и уплотняющего кольца корпуса насоса относительно струны отвеса 0,03–0,05

Смещение оси вала насоса от вертикали (предварительная выверка) на 1 м 0,04

Биение полумуфты:
- радиальное 0,05
- торцовое 0,03

Прилегание шеек вала к вкладышам подшипника ..... 2–3 пятна на 1 см^2

Трансмиссия

Смещение осей отверстий в плитах подшипников для анкерных болтов:
- изменение расстояния между осями 2

Конусность шеек вала на длину шейки 0,02

Высотная отметка установки фундаментных плит подшипников 1

Горизонтальность положения фундаментных плит подшипников на 1 м 0,3

Несоосность расточек под вкладыши в плане относительно струны отвеса при предварительной выверке 0,15–0,2

То же, при окончательной выверке 0,05

Неравномерность толщины монтажных полуколец (прокладок) 0,02

Прилегание шейки вала к вкладышам ..... 2–3 пятна на 1 см^2

Электродвигатель

Смещение осей отверстий в плитах подшипников для анкерных болтов:
- изменение расстояния между осями 2

Высотная отметка установки статора 1

Степень прилегания рабочей поверхности сегментов подпятника к контрольной плите или диску пяты ..... площадь касания не менее 80%

Зазор (односторонний) между валом и сегментами в верхнем и нижнем направляющих подшипниках 0,1–0,15

Перпендикулярность пяты к оси ротора (по биению полумуфты) 0,5

Соединение насоса с электродвигателем

Непараллельность торцов полумуфт валов электродвигателя и трансмиссии вертикального насоса 0,03

Зазор между полумуфтами вала насоса и вала электродвигателя после установки монтажных полуколец 0,1

Неравномерность толщины монтажных полуколец 0,02

Биение шеек вала насоса 0,03–0,05

Биение защитного кольца рабочего колеса вертикального насоса 0,1

Отклонение вала агрегата от вертикальной оси на 1 м 0,02

Зазор между уплотняющим кольцом конуса

Справочник по гидравлике

и рабочим колесом вертикального насоса 0,5–0,8
Биение ротора возбудителя.....0,02
Непараллельность соединительных фланцев
во всасывающем и напорном трубопроводах.....0,2–0,3

Присоединение трубопроводов и арматуры к насосам

Систему трубопроводов подсоединяют к насосу таким образом, чтобы она передавала на его патрубки минимальные усилия и не вызывала бы дополнительной вибрации оборудования. Запрещается притягивать трубопроводы к насосу. Вертикальность и горизонтальность отдельных участков трубопровода контролируют в соответствии с чертежами. Не допускаются резкие и лишние изгибы, провисания трубопроводов. Трубопроводы закрепляют на опорах и подвесках в процессе монтажа, чтобы их вес не вызывал смещения агрегата. При подсоединении трубопровода диаметром больше, чем патрубок насоса, используют переходы концентрические и эксцентрические.

Длина перехода L определяется по формуле

$$L = k(D_{\text{Т}} - D_{\text{Н}}), \qquad (3.65)$$

где L – длина перехода;
k – коэффициент, равный 1,5–5;
$D_{\text{Т}}$, $D_{\text{Н}}$ – диаметры трубопровода и патрубка насоса соответственно.

На всасывающем трубопроводе, работающем под вакуумом, устанавливается эксцентрический переход так, чтобы сверху находилась горизонтальная образующая.

Перед установкой арматуры (задвижек, обратных клапанов) проверяют соответствие типа, марки и условного давления указанным в чертежах, а также наличие на ней клейма – прохождения ревизии и испытания. Без разборки арматуры проверяют исправность ее элементов, отсутствие трещин, раковин в литье и забоин на уплотнительных поверхностях фланцев. Для проверки прочности и плотности арматуры производят ее гидравлическое испытание. Величина пробного давления при этом принимается в 1,5 раза больше рабочего. Перед сдачей в эксплуатацию до покрытия изоляцией трубопроводы испытывают на прочность и плотность. Для этого их разделяют на ряд участков, оборудование отключают, на открытых концах труб ставят заглушки. Закрывают все бобышки и штуцера под приборы. На каждом участке устанавливают манометры. Давления, при которых должны проводиться испытания, указываются в инструкции по монтажу.

Испытательное давление выдерживается в течение 5 минут.

Монтаж скважинных насосов

Ряд особых требований предъявляет подготовка к монтажу скважинных насосов типа АТН. В первую очередь проверяют соотношение размеров скважины и ее отклонение от вертикального направления по формуле

$$D_{\text{с}} = D_{\text{н}} + eH + 15,$$

где $D_{\text{с}}$ – наименьший диаметр скважины, мм;
$D_{\text{н}}$ – максимальный наружный диаметр корпуса насосного агрегата, мм;
e – отклонение оси скважины от вертикали на 1 м глубины, мм;
H – глубина погружения насоса, м.

Если фактический диаметр скважины меньше расчетной величины $D_{\text{с}}$, то монтировать выбранный насос на данной скважине запрещается. Если скважина не вертикальна (отклонение не более 2–3°), но прямолинейна и имеет необходимые размеры, то монтаж насосного агрегата разрешается. При этом опорные элементы насоса над скважиной смещаются по отношению к центру в сторону наклона на величину

$$S = \frac{(D_{\text{с}} - D_{\text{н}})}{2}.$$

Одновременно проверяют возможность вращения вручную трансмиссионного вала.

У насосов с трансмиссионным валом проверяют биение секций. Величина биения в средней части не должна превышать 0,5 мм, в противном случае вал правят в специальном приспособлении. Болты фланцевых соединений напорного трубопровода для устранения самоотвинчивания должны иметь контргайку или стопорную шайбу. Смещение вала и валопровода относительно оси напорного трубопровода допускается не более 3 мм, что проверяется при окончании монтажа каждой секции.

Приступать к монтажу скважинных насосов до промывки скважин не разрешается.

Сборка фланцевых соединений

Сборка выполняется на прокладках только после проверки отсутствия перекоса фланцев. Необходимо предварительно собрать соединения без прокладок. Непараллельность фланцев не должна превышать удвоенного допуска на отклонение от перпендикулярности осей фланцев к осям труб. Величину зазора проверяют щупом в диаметрально противоположных точках. Нужно стремиться к тому, чтобы зазор по всей окружности был одинаковым. Исправлять перекос фланцев при их сборке путем натяга болтов или шпилек недопустимо. Подобные действия могут вызвать пластическую деформацию крепежных деталей и неравномерность уплотнения стыка. Деформированные болты или шпильки в процессе эксплуатации теряют прочность и разрываются. Для устранения перекоса фланцев на трубопроводе из углеродистых сталей трубу подогревают на прямом участке до 750 (вишневый цвет) – 820 °С (светло-красный цвет) и стягивают фланцы (без прокладки) болтами до соприкосновения. Нагрев производят в течение 10 мин на участке длиной, равной трехкратному диаметру трубы, и шириной не более половины ее окружности, против того места, где наименьший зазор между фланцами. Трубу медленно охлаждают и проверяют зазор между фланцами.

При напасовке отклонение от перпендикулярности фланца к оси трубы не должно превышать 0,2 мм на каждые 100 мм диаметра трубопровода, рассчитанного на работу под давлением до 1,6 МПа, 0,1 мм – под давлением от 1,6 до 6,4 МПа и 0,05 мм – под давлением выше 6,4 МПа. Отклонение от перпендикулярности фланца проверяют контрольным угольником и щупом. Зазор между фланцем и угольником замеряют в точках, диаметрально противоположных точкам касания.

Справочник по гидравлике

Устанавливать фланцы следует так, чтобы отверстия для болтов и шпилек были расположены симметрично вертикальной оси и не совпадали с ней.

Смещение осей отверстий фланца по окружности трубы проверяют с помощью отвеса или уровня, по которым находят вертикальную или горизонтальную ось, а затем линейкой контролируют смещение отверстий.

Смещение болтовых отверстий двух соединяемых фланцев не должно превышать половины разности номинальных диаметров отверстия и болта (шпильки). Эта величина не должна превышать 1 мм при диаметре отверстия 12–18 мм, 1,5 мм – при 23–33 мм, 2 мм – при 40–52 мм.

Перед сборкой фланцевых соединений типа «выступ–впадина» проверяют их сопряжение и величины смещения прокладок. Диаметр впадины должен быть больше диаметра выступа на 1 мм, толщина прокладки должна быть на 0,5–1 мм меньше глубины впадины, наружный диаметр меньше диаметра впадины на 2–3 мм для фланца D до 125 мм и на 3–4 мм для фланца D более 125 мм. Внутренний диаметр прокладки на такую же величину должен быть больше внутреннего диаметра трубы.

Если фланец не имеет перекоса, окончательно собирают соединения и устанавливают прокладки. Прокладки (из паронита, картона, асбеста) натирают с обеих сторон графитом. Плотность фланцевого соединения в значительной степени зависит от чистоты прилегающих поверхностей фланцев, качества и размеров прокладки и от правильного выполнения сборки и затяжки гаек. Гайки фланцевых соединений с мягкими прокладками затягивают по способу крестообразного обхода. Сначала затягивают одну пару противоположно лежащих болтов, затем вторую, находящуюся под углом 90° к первой. Постепенно поперечным завертыванием гаек затягивают все фланцы.

Арматуру для трубопроводов 1-й категории независимо от наличия паспорта завода-изготовителя и срока хранения перед монтажом подвергают гидравлическому испытанию на прочность и плотность, что фиксируют в акте. Величина пробного давления при этом принимается в 1,5 раза больше рабочего. Арматура, имеющая паспорт, но с истекшим гарантийным сроком, передается в монтаж после проведения соответствующих испытаний. При этом осматриваются шлифованные уплотнительные кольца на дисках и в теле задвижки, смазывается резьба штока и заменяется сальниковая набивка (если задвижка имеет сальник).

Арматура, имеющая механический привод, независимо от срока хранения перед монтажом должна проходить обязательную контрольную проверку и регулировку на стенде, с составлением акта.

Задвижки и затворы размещаются по проекту в местах, доступных для свободного и безопасного обслуживания и ремонта. Задвижки с ручным приводом целесообразно устанавливать на высоте не более 1,8 м от уровня пола или площадки. На горизонтальных трубопроводах арматуру данного вида, а в особенности с электроприводом, располагают, как правило, шпинделем вертикально вверх.

Перед установкой арматуры необходимо вынуть пробки (или снять щитки) и тщательно осмотреть внутреннюю полость, чтобы убедиться, что в ней нет посторонних предметов и грязи.

При установке фланцевой арматуры поверяют соответствие проекту фланцев, крепежа, прокладочных материалов и следят за тем, чтобы не было перекоса при сборке фланцевых соединений. Чтобы арматура не испытывала дополнительных нагрузок при тепловых расширениях трубопроводов, при установке чугунных задвижек должна быть предусмотрена защита ее от изгибающих напряжений путем соответствующей расстановки неподвижных и направляющих опор.

Крепежные детали (болты, гайки и шайбы) служат для сборки фланцевых соединений, арматуры и крепления трубопровода на опорных конструкциях.

Для фланцев и заглушек на условное давление до 2,5 МПа применяют болты и гайки, а на условное давление 4 МПа и более – шпильки.

Длину болтов и шпилек выбирают с таким расчетом, чтобы их концы после затяжки выступали за гайку на две-три нитки резьбы.

Шайбы под гайки ставят для того, чтобы устранить задирание между опорной поверхностью гайки и фланца при завертывании гаек. Шайбы изготавливают из более мягкой стали, чем шпильки.

Задвижки, поворотные затворы

Задвижки и поворотные затворы должны иметь сертификаты или паспорта заводов-изготовителей, содержащие указания о пределах допускаемых давлений и температур, а также сведения о материалах, из которых изготовлены основные детали.

Монтаж насосных установок небольшой мощности организации и владельцы индивидуальных домов, как правило, выполняют самостоятельно. Монтаж мощных насосных установок выполняют организации, имеющие лицензии. Материал этого раздела изложен по работе [26], которая вышла пятым изданием.

3.8.4. Электрооборудование для насосных установок

Целью данного раздела является знакомство лица, эксплуатирующего насосную установку, с электрооборудованием и другими элементами, электроустановок в части их безопасной эксплуатации, безотказной работы, замены элементов электрооборудования, увеличение сроков его службы.

Трансформаторы для электроснабжения

В справочнике рассматривается электрооборудование напряжением до 1000 В, а трансформаторы для электроснабжения этого электрооборудования имеют на входе напряжение более 1000 В (в основном, 6,10 кВ). Но начинающий механик должен иметь представление о трансформаторах и их отказах, чтобы не искать причины плохого качества напряжения в самой сети при неисправностях трансформатора.

Большинство потребителей получает электроэнергию от трансформаторов, преобразующих электроэнергию высокого напряжения в энергию напряжения, применяемого потребителем – 380/220 В. В основном, применяются трансформато-

Справочник по гидравлике

ры трехфазные двухобмоточные с масляным охлаждением, в особых условиях могут применяться трансформаторы сухие и с кварцевым заполнением.

Условное обозначение типа трансформатора состоит из букв, означающих число фаз и вид охлаждения, и цифр, показывающих мощность и напряжения – высшее и низшее.

Число фаз трансформатора обозначается: О – однофазный, Т – трехфазный. Виды охлаждения и их обозначения трансформаторов показаны в табл. 3.13. В таблице приведены только трехфазные трансформаторы.

Основные данные некоторых трансформаторов показаны в табл. 3.14, где ТМ – трехфазный с масляным охлаждением, цифры означают номинальную мощность трансформатора в кВт; ВН – высшее напряжение, НН – низшее напряжение, ХХ – холостой ход, КЗ – короткое замыкание.

Напряжение короткого замыкания $U_к$ – напряжение, которое надо приложить к его первичной обмотке при замкнутой накоротко вторичной, чтобы по обмоткам трансформатора протекал номинальный ток $I_н$.

К трансформатору должна быть приложена вся необходимая документация. Более подробно с трансформаторами можно ознакомиться в специальной литературе [15].

Рубильники и переключатели

Рубильники и переключатели служат для замыкания и размыкания вручную электрических цепей переменного тока напряжением до 500 В и постоянного тока напряжением до 440 В. Они устанавливаются на панелях распределительных устройств, в шкафах и ящиках.

Технические данные рубильников и переключателей приведены в табл. 3.15

Таблица 3.13

Условные обозначения вида охлаждения трансформаторов

Система охлаждения	Условное обозначение
Масляные трансформаторы	
Естественная циркуляция воздуха и масла	М
Принудительная циркуляция воздуха и естественная циркуляция масла	Д
Естественная циркуляция воздуха и принудительная циркуляция масла	МЦ
Принудительная циркуляция воздуха и масла	ДЦ
Принудительная циркуляция воды и естественная циркуляция масла	МВ
Принудительная циркуляция воды и масла	Ц
Сухие трансформаторы	
Естественное воздушное при открытом исполнении	С
Естественное воздушное при защищенном исполнении	СЗ
Естественное воздушное при герметичном исполнении	СГ
Воздушное с дутьем	СД
Трансформаторы с заполнением негорючим жидким диэлектриком (совтом):	
– естественное охлаждение негорючим жидким диэлектриком	Н
– охлаждение негорючим жидким диэлектриком с дутьем	НД

Таблица 3.14

Данные некоторых трансформаторов

Тип	Мощность, кВт	Напряжения, кВ		Потери, Вт		$U_к$, % от $U_н$	$I_{хх}$, % от $I_н$
		ВН	НН	ХХ при $U_к$	КЗ при $I_н$		
ТМ-100	100	6…6,3 10…10,5	0,23	490	1970	4,5	4,15
		6…10	0,4 0,4		2270	4,7	
		20…35	0,4 0,4	625	1970 2270	6,5 6,8	
ТМ-160	160	3…6,3 6…10	0,4 0,23	730	2650	4,5	3,85
		6…10	0,4		3100	4,7	
			0,69		2650	4,5	
ТМ-250	250	3…6,3 6…10	0,4/0,23	1050	3700	4,5	3,7
		6…10	0,4		4200	4,7	
			0,69		3700	4,5	
			0,23		3812	4,6	
ТМ-400	400	6	0,23 0,4 0,69	1200	5500	4,5	2,1
		6,3	0,4 0,23				
		10	0,4 0,69				

Справочник инженера-строителя

Таблица 3.15

Данные о рубильниках и переключателях

Наименование аппарата	Тип аппарата	Род привода	Вид присоединения
Рубильник – разъединитель	Р21, Р31	Центральная рукоятка	Переднее и заднее
Переключатель – разъединитель	П21, П31	Центральная рукоятка	Заднее
Рубильник с боковой рукояткой	РБ21, РБ31	Боковая рукоятка	Переднее
Переключатель	ПБ21, ПБ31	Боковая рукоятка	Переднее
Рубильник с боковым приводом	РПБ21, РПБ31	Боковой рычажный	Переднее
Переключатель	ППБ21, ППБ31	Боковой рычажный	Переднее
Рубильник	РПЦ21, РПЦ31	Центральный рычажный	Переднее
Переключатель	ППЦ21, ППЦ31	Центральный рычажный	Переднее

Первая цифра в обозначении аппарата соответствует числу полюсов, вторая соответствует его величине по току: 1 – 100 А, 2 – 250 А, 4 – 400 А, 6 – 600 А. В таблице показаны только аппараты на 100 А.

Рубильники Р и переключатели П изготовляются без дугогасительных камер и могут работать только в качестве разъединителей, т. е. размыкать обесточенные электрические цепи; рубильники и переключатели прочих типов изготовляются с дугогасительными камерами и могут коммутировать электрические цепи под нагрузкой.

Плавкие предохранители

Предохранители предназначены для защиты электрооборудования и сетей от токов короткого замыкания и недопустимых длительных перегрузок.

Данные плавких предохранителей массового применения показаны в табл. 3.16. Данные предохранители имеют кварцевое заполнение корпуса в виде кварцевого песка, у предохранителей НПН стеклянный корпус круглого сечения, а у ПН2 – фарфоровый корпус прямоугольного сечения.

Автоматические выключатели (автоматы)

Автоматы предназначены для защиты от токов короткого замыкания и перегрузки электрических линий и приемников энергии.

Данные выключателей массового применения приведены в табл. 3.17.

Выключатель АК63 разработан с целью замены выключателя АП-50, имеющего малую коммутационную способность. Выключатель имеет расцепители максимального тока на 0,63... 63 А, 500 В переменного и 220 В постоянного напряжения, его коммутационная способность в 2,5 раза больше, чем у выключателя АП50.

В отличие от выключателей АП50 выключатели АК63 имеют открытые выводы, для закрывания которых могут поставляться крышки. Открытые выводы, не соприкасающиеся с корпусом выключателя, имеют лучший теплоотвод, а при нагреве выводов не происходит выгорания корпуса выключателя

Автоматические выключатели АЕ2000 разрабатывались с целью замены всех других выключателей на ток до 100 А. Они имеют величины на 25, 63 и 100 А с расцепителями максимального тока на 0,6 А и выше, тепловыми и комбинированными расцепителями.

Выключатели серии АЕ1000 предназначены для защиты участков сетей жилых и общественных зданий. Они являются однополюсными с расцепителями тепловыми, электромагнитными или комбинированными на токи 6, 10 и 16 А.

Таблица 3.16

Данные некоторых плавких предохранителей

Тип предохранителя	Номинальный ток, А		Наибольший отключаемый ток при напряжении до 500 В, А
	предохранителя	плавких вставок	
НПН15	15	6; 10; 15	10 000
НПН60М	60	20; 25; 35; 45; 60	
ПН2-100	100	30; 40; 50; 60; 80; 100	50 000
ПН2-250	250	80; 100; 120; 150; 200; 250	40 000
ПН2-400	400	200; 250; 300; 350; 400	25 000
ПН2-600	600	300; 400; 500; 600	25 000
ПН2-1000	1000	500; 600; 750; 800; 1000	10 000

Расцепитель любого автоматического выключателя представляет собой блок, встроенный в корпус выключателя и предназначенный для отключения выключателя под действием большего тока, чем тот, на который он настроен.

Действие теплового расцепителя основано на изменении формы биметаллической пластинки при протекании по ней тока нагрузки выключателя, превышающего номинальный ток этого выключателя. Пластинка действует на механизм выключения выключателя.

Электромагнитный расцепитель состоит из электромагнитов, по катушкам которых проходит ток выключателя. Электромагниты приводятся в действие только при токе аварийной перегрузки, например при заклинивании механизма или токе короткого замыкания, и воздействуют на механизм отключения выключателя.

Комбинированный расцепитель содержит расцепители обоих видов.

Для выключателя данной величины может быть несколько расцепителей, имеющих свои разные номинальные токи, которые могут регулироваться. Уставка на ток мгновенного срабатывания, или ток отсечки, означает, что при данном токе срабатывает электромагнитный расцепитель данного выключателя.

Предельная коммутационная способность означает предельный ток, который может отключить выключатель

Справочник гидравлика

Таблица 3.17

Автоматические выключатели

Величина	Тип	Обозначение типа (по исполнению)	Номинальный ток, А	Число полюсов	Род расцепителя	Номинальный ток расцепителя, А	Установка на ток мгновенного срабатывания, А	Предельная коммутационная способность при 380 В, А
Выключатели А3 100, напряжение переменное до 500 В, постоянное до 220 В								
I	А3160	А3161	50	1	Тепловой	15…20	–	2 000…4 500
		А3162		2		25…30	–	
		А3163		3		40…50	–	
II	А3110	А3113/1	100	2	Комбинированный	15…100	150…1000	3 200…12 000
		А3114/1		3				
		А3113/5	100	2	Электромагнитный	15…100	150…1000	3 200…12 000
		А3114/5		3				
III	А3 120	А3123	100	2	Комбинированный	15…100	430; 600; 800	5 500…23 000
		А3124		3	Электромагнитный		430; 600; 800	
IV	А3130	А3133	200	2	Комбинированный	120, 150; 200	840; 1050; 1400	19 000…30 000
		А3134		3	Электромагнитный	200	840; 1050; 1400	
V	А3 140	А3143	600	2	Комбинированный	250; 300;	1750…4200	32 000…50 000
		А3144		3		400; 500; 600		
					Электромагнитный	600		

Выключатели АП50, напряжение переменное до 500 В, постоянное до 220 В								
	АП50	АП50-3МТ	50	3	Комбинированный	1,6…50	11 $I_н$	300…1500
		АП50-2МТ		2			7 $I_н$	
							3,5 $I_н$	
		АП50-3М АП50-2М		3 2	Электромагнитный	1,6…50	11 $I_н$ 7 $I_н$ 3,5 $I_н$	300…1500
		АП50-3Т АП50-2Т		3 2	Тепловой	1,6…50	–	14-кратный $I_н$ расцепителя
		АП50-3 АП50-2		3 2	Без расцепителей			50

Электронный архив библиотеки

Продолжение таблицы 3.17

Величина	Тип	Обозначение типа (по исполнению)	Номинальный ток, А	Число полюсов	Род расцепителя	Номинальный ток расцепителя, А	Уставка на ток мгновенного срабатывания, А	Предельная коммутационная способность при 380 В, А
Выключатели А3700, напряжение переменное до 660 В, постоянное до 440 В								
I	А3710Б	А3713Б А3714Б	160	2 3	Электромагнитный	31,5…160	2…10 $I_н$	
II	А3720Б	А3723Б А3724Б	250	2 3		160; 200; 250		
III	А3730Б	А3733Б А3734Б	400	2 3		160; 200; 250; 315; 400		
IV	А3740Б	А3743Б А3744Б	630	2 3		250; 315;400; 630		
Выключатели АЕ2000, напряжение переменное до 500 В, постоянное – 220 В								
АЕ2000		АЕ2010	25	3	Комбинированный тепловой	0,32…1,6 8…10		5 000
		АЕ2030			Комбинированный	0,6…1,6		5 000
					Комбинированный	2…12,5		
					Тепловой	2…4		
					Тепловой	5…12,5		
					Комбинированный	16…25		
		АЕ2040			Комбинированный	10…12,5 16…25		
		АЕ2050	63		Комбинированный	16…25		10 000
					Комбинированный	32…63		
			100		Комбинированный	50…100		16 000
Выключатели АК50, напряжение переменное до 500 В, постоянное – 220 В								
	АК50	АК50	50	2 (220 В) 2, 3 (500 В)	Электромагнитный с замедлением и без него	0,6; 0,8; 40; 45; 50	1,35 $I_н$ 5 $I_н$ 7$I_н$ 10 $I_н$	4 500 (220 В) 9 000 (400 В)
Выключатели АК 63, напряжение переменное 500 В, постоянное – 240 В								
	АК63	АК63	63	1, 2 (240 В) 2, 3 (500 В)	Электромагнитный с замедлением и без него	0,63; 0,8…63	1,3 $I_н$ 3 $I_н$ 14 $I_н$	3 000…5 000 (240 В) 6 000 (500 В)

Примечание: выключатели без расцепителя обозначаются цифрой 7 (например, А3114/7).

Справочник ГИДРАВЛИКА

Магнитные пускатели

Магнитные пускатели предназначены для дистанционного управления трехфазными асинхронными электродвигателями с короткозамкнутым ротором и другими приемниками энергии. Включение магнитных пускателей может производиться вручную с помощью кнопочного поста и автоматически с помощью датчиков автоматики непосредственно или через промежуточные реле с помощью блок-контактов других пускателей. Отключение пускателей производится вручную или автоматически, при аварийных режимах с помощью тепловых реле или реле максимального тока, при отключении сблокированных с ними других пускателей, при действии устройств автоматики.

Данные некоторых пускателей приведены в табл. 3.18. Пускатели типа ПМЕ и ПА в таблице только нереверсивные. У реверсивных пускателей данные те же, но они состоят из двух пускателей, сблокированных механически и электрически против одновременного включения, а в обозначении типа реверсивных пускателей последняя цифра больше на два, например, ПМЕ-111 – нереверсивный, ПМЕ-113 – реверсивный.

Пускатели ПМЕ и ПА заменяются пускателями типов ПМЛ и ПАЕ – см. табл.3.19-3.20.

Таблица 3.18

Магнитные пускатели

Величина	Тип при исполнении			Реле тепловое	Номинальный ток при защищенном исполнении, А	Предельная мощность двигателя при напряжении 380 В
	открытом	защищенном	пылеводозащищенном			
I	ПМЕ- 111 ПМЕ-112	ПМЕ-121 ПМЕ-122	ПМЕ-131 ПМЕ-132	– ТРН-8	10	4
II	ПМЕ-211 ПМЕ-212	ПМЕ-221 ПМЕ-222	ПМЕ-231 ПМЕ-232	– ТРН-25	23	10
III	ПА-311 ПА-312	ПА-321 ПА-322	ПА-331 ПА-332	– ТРН-32	40	17
IV	ПА-411 ПА-412	ПА-421 ПА-422	ПА-431 ПА-432	– ТРП-60	56	28
V	ПА-511 ПА-512	ПА-521 ПА-522	ПА-531 ПА-532	– ТРП-150	115	55
VI	ПА-611 ПА-612	ПА-621 ПА-622	ПА-631 ПА-632	– ТРП-160	140	75

Таблица 3.19

Данные пускателей ПМЛ и тепловых реле РТЛ

Пускатели		Реле			
Тип	$I_н$, А	Тип	Диапазон регулирования тока уставки, А	Тип	Диапазон регулирования тока уставки, А
ПМЛ-1000	10	РТЛ-1007	1,5…2,6	РТЛ- 1008	2,4…4
		РТЛ-1010	3.8…6	РТЛ- 1012	5,5…8
		РТЛ-1014	7…10		
ПМЛ-2000	25	РТЛ-1016	9,5…14	РТЛ- 1021	13…19
		РТЛ-1022	18…25		
ПМЛ-3000	40	РТЛ-2053	23…32	РТЛ-2055	30…41
ПМЛ-4000	63	РТЛ-2057	38…52	РТЛ-2059	47…64
ПМЛ-5000	80	РТЛ-2061	54…74	РТЛ-2063	63…80
ПМЛ-6000	125	РТЛ-3105	75…105	РТЛ-3125	90…125
ПМЛ-7000	200	РТЛ-3160	115…160	РТЛ-3200	145…200

Справочник по гидравлике

Таблица 3.20

Данные силовой цепи магнитных пускателей серии ПАЕ

Величина пускателя	Наибольшая мощность электродвигателя, кВт, при напряжении, В					Номинальный ток, А, при напряжении, В		
						от 36 до 380		500
	36	127	220	380	500	исполнение		
						открытое	в оболочке	открытое и в оболочке
3	1,5	4	10	17	17	40	36	26
4	2,2	10	17	30	22	63	60	35
5	4	17	30	55	40	110	106	61
6	5	22	40	75	55	146	140	80

Тепловые реле

Тепловые реле могут поставляться в блоке с пускателями или отдельно.

Тепловые реле предназначены для защиты от перегрузок асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором. Так как они не защищают от коротких замыканий и сами нуждаются в такой защите, то на ответвлении к электродвигателю перед пускателем ставится автоматический выключатель с электромагнитным расцепителем.

Чувствительным элементом у реле служит термобиметалл, по которому проходит ток. У реле на большие токи имеется нихромовый нагреватель для дополнительного нагрева биметалла.

Чувствительные элементы реле включаются в две фазы электродвигателя, контакты реле включаются в цепь катушки пускателя.

Распространенной защитой электродвигателей является защита тепловыми реле, которые монтируются в корпусах пускателей, если пускатели устанавливаются отдельно или шкафах и на щитах.

Данные тепловых реле приведены в табл. 3.21.

Таблица 3.21

Технические данные тепловых реле

Тип реле	Номинальный ток реле, А	Номинальный ток теплового элемента реле $I_н$, при 25 °С, (положение регулятора уставки «0»), А	Пределы регулирования номинального тока уставки	Максимальный ток продолжительного режима при температуре окружающего воздуха 40 °С, А
ТРН-8А ТРН-10А	3,2	0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6	0,75...1,3 $I_н$	1,25 $I_н$
ТРН-8 ТРИ-10	10	0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4,5; 6,3; 8; 10	0,75...1,3 $I_н$	1,25 $I_н$ 1,05 $I_н$
ТРН-20 ТРН-25	25	5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25	0,75...1,3 $I_н$	1,25 $I_н$ 1,05 $I_н$
ТРН-32 ТРН-40	40	12,5; 16; 20; 25; 32; 40	0,75...1,3 $I_н$	1,25 $I_н$ 1,05 $I_н$
ТРП-25	25	1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 15; 20; 25	0,8...1,15 $I_н$	1,15 $I_н$
ТРП-60	60	20; 25; 30; 40; 50; 60	0,75...1,25 $I_н$	1,25 $I_н$
ТРП-150	150	50; 60; 80; 100; 120; 150	0,75...1,25 $I_н$	1,25 $I_н$
ТРП-600	600	150; 200; 250; 300; 400; 500; 600	0,75...1,25 $I_н$	1,25 $I_н$
ТРТ-111	1,75	1,75		
ТРТ-112	2,5	2,5		
ТРТ-113	3,5	3,5		
ТРТ-114	5	5		

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 3.21

Тип реле	Номинальный ток реле, А	Номинальный ток теплового элемента реле $I_н$, при 25 ° С, (положение регулятора уставки «0»), А	Пределы регулирования номинального тока уставки	Максимальный ток продолжительного режима при температуре окружающего воздуха 40 °С, А
ТРТ-115	7	7		
ТРТ-121	9	9		
ТРТ-122	11,5	11,5	0,85...1,15 $I_н$	1,15 $I_н$
ТРТ-131	14,5	14,5		
ТРТ-132	18	18		
ТРТ-133	22	22		
ТРТ-134	28	28		
ТРТ-135	35	35		
ТРТ-136	45	45		
ТРТ-137	56	56		
ТРТ-138	71	71		
ТРТ-139	90	90		
ТРТ-141	110	110		
ТРТ-142	140	140		
ТРТ-151	155	155		
ТРТ-152	190	190	0,85...1,15 $I_н$	1,154 $I_н$
ТРТ-153	230	230		
ТРТ-154	285	285		
ТРТ-155	360	360		

Реле максимального тока

Токовые реле, или реле максимального тока, применяются для защиты асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором от внезапных перегрузок при заклинивании приводимого механизма, например, ротора и т. д.

В качестве максимального реле применяются электромагнитные реле с последовательным присоединением обмоток в цепь двигателя.

Технические данные некоторых реле приведены в табл. 3.22

Таблица 3.22

Максимальные реле

Тип реле	Пределы уставок, А	Последовательное соединение катушек		
		Ток срабатывания, А	Термическая стойкость, А	
			Длительно	в теч. 1 с
РТ40/0,2	0,05…0,2	0,05…0,1	0,55	15
РТ40/0,6	0,15…0,6	0,15…0,3	1,75	50
РТ40/2	0,5…2	0,5…1	4,15	100
РТ40/6	1,5…6	1,5…3	11	300
РТ40/10	2,5…10	2,5…5	17	400
РТ40/20	5…20	5…10	19	400
РТ40/50	12,5…50	12,5…25	27	500
РТ40/100	25…100	25…50	27	500
РТ40/200	50…200	50…100	27	500

Асинхронные электродвигатели

Наиболее часто для привода насоса используют асинхронные электродвигатели. Первая серия асинхронных электродвигателей – серия А – была разработана в 1946–1949 гг. Она состояла из семи габаритов в диапазоне мощностей от 0,6 до 100 кВт. В серии предусмотрены защищенные двигатели типа А и впервые – закрытые обдуваемые типа АО. В серии был предусмотрен ряд модификаций по конструкции и характеристикам.

Обозначения в данной серии следующие:

– для защищенного исполнения:

оболочка чугунная – А, алюминиевая – АЛ;

– для закрытого обдуваемого исполнения:

оболочка чугунная – АО, алюминиевая – АОЛ.

Пример обозначения: АО31-4, АО32-4, где цифры обозначают:

3 – габарит, или наружный размер статора;

1 и 2 – длина машины;

4 – число полюсов.

Новая серия А2 была разработана в 1957–1959 гг. с учетом рекомендаций Международной электротехнической комиссии (МЭК). Серия состояла из девяти габаритов двигателей с высотами оси вращения от 90 до 280 мм, шкалы мощностей из 19 ступеней от 0,6 до 100 кВт.

Обозначения двигателей серии А2 такие же, как и серии А, только после А стоит цифра 2.

Для различных условий работы имеются модификации двигателей.

Исполнения двигателей могут быть: химостойкое АО2...Х, влагоморозостойкое АО2...ВМ, сельскохозяйственное АО2...СХ.

Другие модификации обозначаются:

П – двигатели с повышенным пусковым моментом;

С – с повышенным скольжением;

К – с фазным ротором.

На основе международных рекомендаций в странах – членах бывшего Совета экономической взаимопомощи (СЭВ) в 1969–1972 гг. были разработаны новые серии электродвигателей, а в СССР – серия 4А.

Серия включает все двигатели общего назначения мощностью до 400 кВт напряжением до 1000 В. В серии повышена мощность двигателей при тех же высотах оси вращения на 2...3 ступени по сравнению с двигателями серии АО2 за счет применения новых материалов и рациональной конструкции. Впервые в мировой практике в серии были стандартизированы показатели надежности. Серия имеет модификации и специализированные исполнения. По степени защиты предусмотрены исполнения IP44 и IP23.

Пример обозначения типа двигателя: 4АН200М4У3, где 4 – номер серии; А – асинхронный; Н – степень защиты IP23, для закрытых двигателей обозначение не дается; далее может быть буква А, означающая алюминиевые станину и щиты; Х – алюминиевая станина и чугунные щиты; если станина и щиты чугунные, никакого обозначения не дается; 200 – высота оси вращения, мм; М или S, L – условная длина станины.

Далее возможны буквы А или В, обозначающие длину сердечника статора; отсутствие букв означает одну длину в установочном размере; 4 – число полюсов; У – для умеренного климата; 3 – категория размещения.

Специализированные исполнения двигателей по условиям окружающей среды:

тропического исполнения Т, буква ставится после числа полюсов, например, 4А132S2Т2, категории размещения 2 и 5;

для районов с холодным климатом исполнения ХЛ, например, 4А132S2ХЛ2, категории размещения 2 и 5;

химически стойкого исполнения Х, например, 2А90L2ХУ5, категории размещения 3 и 5;

сельскохозяйственного исполнения СХ, например, 4А160М4СХУ2, категории размещения 1–5.

Технические данные некоторых двигателей серии 4А приведены в табл. 3.23.

Модификации двигателей:

двигатели с повышенным пусковым моментом;

с повышенным скольжением;

многоскоростные, с фазовым ротором, двигатели с встроенным электромагнитным тормозом.

Приняты следующие классы изоляции обмоток двигателей:

высота оси вращения 56,63 мм – Е,

высота оси вращения 71...132 мм – В,

высота оси вращения 160...355 мм – F.

Электродвигатели серии 4А – асинхронные трехфазные электродвигатели, выпускающиеся отечественной промышленностью взамен электродвигателей единой серии А2 и АО2. Они по сравнению с электродвигателями серии А2 и АО2 имеют меньшую массу (в среднем на 18%), габариты, уровень шума и вибраций, бóльшие пусковые моменты и повышенную эксплуатационную надежность.

Таблица 3.23

Основные технические показатели электродвигателей серии 4А

Электродвигатель пуск	Мощность, кВт	КПД, %	cos φ,	$I_{пуск}/I_{ном}$	$M_{пуск}/M_{ном}$	$M_{макс}/M_{ном}$
Синхронная частота вращения 3000 об/мин						
4АА50А2У3	0,09	60,0	0,70	5,0	2,0	2,2
4АА50В2У3	0,12	63,0	0,70	5,0	2,0	2,2
4АА56А2У3	0,18	66,0	0,76	5,0	2,0	2,2
4АА56В2У3	0,25	68,0	0,77	5,0	2,0	2,2
4АА63А2У3	0,37	70,0	0,86	5,0	2,0	2,2
4АА63В2У3	0,55	73,0	0,86	5,0	2,0	2,2
4А71А2У3	0,75	77,0	0,87	5,5	2,0	2,2
4А71В2У3	1,1	77,5	0,87	5,5	2,0	2,2
4А80А2У3	1,5	81,0	0,85	6,5	2,0	2,2
4А80В2У3	2,2	83,0	0,87	6,5	2,0	2,2
4А90L2У3	3,0	84,5	0,88	6,5	2,0	2,2
4А100S2У3	4,0	86,5	0,89	7,5	2,0	2,2
4А100L2У3	5,5	87,5	0,91	7,5	2,0	2,2
4А112М2У3	7,5	87,5	0,88	7,5	2,0	2,2
4А132М2У3	11,0	88,0	0,90	7,5	1,6	2,2
4А160S2У3	15,0	88,0	0,91	7,5	1,4	2,2
4А160М2У3	18,5	88,5	0,92	7,5	1,4	2,2
4А180S2У3	22,0	88,5	0,91	7,5	1,4	2,2

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 3.23

Электродвигатель пуск	Мощность, кВт	КПД, %	cos φ,	$I_{пуск}/I_{ном}$	$М_{пуск}/М_{ном}$	$М_{макс}/М_{ном}$
4А180М2УЗ	30,0	90,0	0,92	7,5	1,4	2,2
4А200М2УЗ	37,0	90,0	0,89	7,5	1,4	2,2
4А200L2УЗ	45,0	91,0	0,90	7,5	1,4	2,2
4А225М2УЗ	55,0	91,0	0,92	7,5	1,2	2,2
4А250L2УЗ	75,0	91,0	0,89	7,5	1,2	2,2
Синхронная частота вращения 1500 об/мин						
4АА56А4УЗ	0,12	63,0	0,66	5,0	2,0	2,2
4АА56В4УЗ	0,18	64,0	0,64	5,0	2,0	2,2
4АА63А4УЗ	0,25	68,0	0,65	5,0	2,0	2,2
4АА63В4УЗ	0,37	68,0	0,69	5,0	2,0	2,2
4А71А4УЗ	0,55	70,5	0,70	4,5	2,0	2,2
4А71В4УЗ	0,75	72,0	0,73	4,5	2,0	2,2
4А80А4УЗ	1,1	75,0	0,81	5,0	2,0	2,2
4А80В413	1,5	77,0	0,83	5,0	2,0	2,2
4А90L4УЗ	2,2	80,0	0,83	6,0	2,0	2,2
4А1004УЗ	3,0	820	0,83	6,5	2,0	2,2
4А100S4УЗ	4,0	84,0	0,84	6,5	2,0	2,2
4А112ML4УЗ	5,5	85,5	0,85	7,0	2,0	2,2
4А132S4УЗ	7,5	87,5	0,86	7,5	2,0	2,2
4А132М4УЗ	11,0	87,5	0,87	7,5	2,0	2,2
4А160S4УЗ	15,0	88,5	0,88	7,0	1,4	2,2
4А160М4УЗ	18,5	89,5	0,88	7,0	1,4	2,2
4А180S4УЗ	22,0	90,0	0,90	7,0	1,4	2,2
4А180М4УЗ	30,0	90,5	0,90	7,0	1,4	2,2
4А200М4УЗ	37,0	91,0	0,90	7,0	1,4	2,2
4А200L4УЗ	45,0	92,0	0,90	7,0	1,4	2,2
4А225М4УЗ	55,0	92,5	0,90	7,0	1,2	2,2
4А250S64УЗ	75,0	93,0	0,90	7,0	1,2	2,2

Унифицированная серия асинхронных двигателей Интерэлектро АИ была разработана в рамках международной организации Интерэлектро, объединявшей электротехников стран – бывших членов СЭВ. Координатором работ по созданию серии был СССР.

Разработаны и выпускаются различные модификации двигателей в зависимости от условий среды и назначения.

Двигатели выполняются в основном со степенями защиты IP54 или IP44, а при высотах осей вращения 200 мм и более – со степенью защиты IP23.

Конструктивное исполнение машин обозначается буквами IM с четырьмя цифрами. Первая цифра обозначает группу конструктивных исполнений:

1 – на лапах, с подшипниковыми щитами;

2 – на лапах, с фланцем на щите или щитах;

3 – без лап, с подшипниковыми щитами и с фланцем на одном щите.

Вторая и третья цифры обозначают способ монтажа, четвертая – исполнение конца вала.

Двигатели серии имеют ряд мощностей диапазоном от 0,025 до 400 кВт, ряд высот осей вращения – от 45 до 355 мм.

Двигатели с высотами осей вращения до 71 мм выполняются на напряжение 380 В, остальные – 380 и 660 В при частоте 50 Гц, в экспортном исполнении – 60 Гц.

Пример базового обозначения: АИР100М4,

где АИ – серия, Р – вариант увязки мощности с установочными размерами (может быть обозначение С), 100 – высота оси вращения, М – длина корпуса по установочным размерам, 4 – число полюсов.

Пример основного обозначения: АИРБС100М4НПТ2,

где АИР100М4 – базовое обозначение, Б – закрытое исполнение с естественным охлаждением без обдува, С – с повышенным скольжением, Н – малошумные, П – с повышенной точностью установочных размеров, Т – для тропического климата, 2 – категория размещения.

Пример полного обозначения:

АИРБС100М4НПТ2 220/380 В, 60 IM2181, КЗ-11-3, F100,

где 60 – частота сети, IM2181 – исполнение по способу монтажа и концу вала, КЗ-11-3 – исполнение выводного устройства и количество штуцеров, F100 – исполнение фланцевого щита. Буквы IM – первые буквы английских слов International Mounting, означающих монтаж по международным нормам. Данные некоторых двигателей серии приведены в табл. 3.24.

Таблица 3.24

Технические данные некоторых электродвигателей серии АИ

Типоразмер электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Энергетические показатели при нагрузке 100%	
		КПД, %	cos φ
Синхронная частота вращения 3000 об/мин			
АИР71В2	1,1	79	0,83
АИР90L2	3	84	0,88
АИР112М2	7,5	87	0,88
АИР160S2	15	90	0,89
АИР180М2	30	91	0,90
АИР225М2	55	92	0,91
АИР250М2	90	93	0,92
Синхронная частота вращения 1500 об/мин			
АИР80А4	1,1	75	0,81
АИР100S4	3	82	0,83
АИР13284	7,5	87	0,86
АИР16054	15	90	0,89
АИР180М4	30	92	0,87
АИР225М4	55	93	0,89
АИР250М4	90	94	0,89
АИР315М4	200	94	0,92
АИР355М4	315	94	0,92
Синхронная частота вращения 1000 об/мин			
АИР80В6	1,1	74	0,74
АИР112МА6	3	81	0,76
АИР132М6	7,5	85	0,81
АИР160М6	15	88	0,85
АИР200L6	30	90	0,85
АИР250М6	55	92	0,86
АИР280М6	90	93	0,9
АИР355М6	200	94	0,9

Работа трехфазного двигателя в однофазной сети

На практике может потребоваться применение трехфазного двигателя в однофазной сети, например, при выходе из строя двигателя насоса или другой бытовой машины, когда замены нет, а есть трехфазный двигатель.

Одна из схем такого применения показана на рис. 3.49, где к двум вершинам треугольника подводится напряжение сети, равное 220 В, а к третьей – пусковая емкость $C_п$ через контакт выключателя, замыкающийся на время пуска двигателя для создания пускового момента, и рабочая емкость $C_р$, включаемая на все время работы двигателя. Соединение обмоток двигателя треугольником предпочтительнее, так как при этом к фазной обмотке двигателя подводится напряжение, равное напряжению сети, большее, чем при соединении звездой, и получается большой крутящий момент.

При напряжении сети 220 В и частоте сети 50 Гц рабочая емкость(мкФ) определяется

$$C_р = 66P, \qquad (3.66)$$

где P – номинальная мощность двигателя, кВт.

Пусковая емкость, мкФ,

$$C_п = 2C_р = 132P. \qquad (3.67)$$

Если двигатель запускается без пусковой емкости, то ее можно не применять.

Более подробно с элементами электрооборудования можно ознакомиться в специальной литературе [8,15].

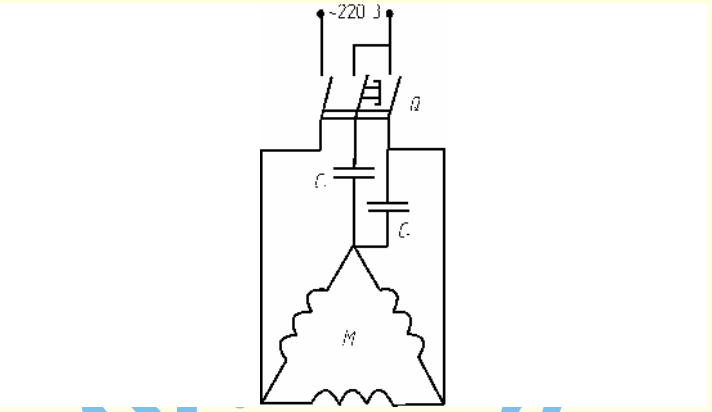


Рис. 3.49. Применение трехфазного двигателя в однофазной сети: *Сп*, *Ср* — емкости пусковая и рабочая; *Q* — выключатель.

3.9. ПРОТИВОПОЖАРНОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Назначение пожарного водоснабжения заключается в обеспечении подачи необходимых объемов воды под требуемым напором в течение нормативного времени тушения пожара при условии достаточной степени надежности всего комплекса водопроводных сооружений. Противопожарное водоснабжение осуществляется как посредством устройства водопроводов, так и посредством использования резервуаров, водоемов, открытых естественных водоисточников. Основные требования предъявляемые к противопожарному водоснабжению изложены в СНиП 2.04.02–84* «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения» и СНиП 2.04.01–85* «Внутренний водопровод и канализация зданий».

По надежности системы водоснабжения, обеспечивающие противопожарные нужды, следует относить (проектировать) к первой категории по степени обеспеченности подачи воды.

Необходимость устройства наружного противопожарного водопровода в населенных пунктах и на объектах в соответствии с требованиями СНиП 2.04.02–84*. Противопожарный водопровод устраивают, как правило, объединенным с хозяйственно-питьевым или производственным.

Самостоятельный противопожарный водопровод устраивают обычно на наиболее пожароопасных объектах – предприятиях нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности, складах нефти и нефтепродуктов, лесобиржах, хранилищах сжиженных газов и др.

При тушении пожара водопроводные сооружения должны пропускать одновременно объем воды, достаточный как для пожаротушения, так и для удовлетворения хозяйственно-питьевых и производственных нужд.

Расход воды в противопожарных водопроводах

Общий расчетный расход воды на пожаротушение (Q пож.) складывается из суммы наружного расхода (Q нар.) для тушения пожара от пожарных гидрантов наружной водопроводной сети, внутреннего расхода (Q вн.) для тушения

пожара от пожарных кранов, установленных внутри здания, и расхода, обеспечивающего работу стационарных установок пожаротушения (Q уст.):

$$Q \text{ пож.} = Q \text{ нар.} + Q \text{ вн.} + Q \text{ уст.} \qquad (3.68)$$

При объединенном водопроводе этот расход должен быть обеспечен с учетом наибольшего потребления на другие нужды населенного пункта или промышленного предприятия, исключая расходы воды на поливку территории, прием душа, мытье полов и мойку технологического оборудования предприятия.

Расход воды на наружное пожаротушение (Q нар.) и количество возможных одновременных пожаров в населенном пункте определяется в зависимости от числа жителей и этажности зданий (см. табл. 3.25).

Таблица 3.25

Нормы водопотребления на наружное пожаротушение в населенных пунктах

Число жителей в населенном пункте, тыс. чел.	Расчетное количество одновременных пожаров	Расход воды на наружное пожаротушение в населенном пункте на один пожар, л/с	
		Застройка зданиями высотой до двух этажей включительно независимо от степени их огнестойкости	Застройка зданиями высотой три этажа и выше независимо от степени их огнестойкости
До 1	1	5	10
Свыше 1 “ 5	1	10	10
“ 5 “ 10	1	10	15
“ 10 “ 25	2	10	15
“ 25 “ 50	2	20	25
“ 50 “ 100	2	25	35
“ 100 “ 200	3	—	40
“ 200 “ 300	3	—	55
“ 300 “ 400	3	—	70
“ 400 “ 500	3	—	80
“ 500 “ 600	3	—	85
“ 600 “ 700	3	—	90
“ 700 “ 800	3	—	95
“ 800 “ 1000	3	—	100

Примечания:

1. Расход воды на наружное пожаротушение в населенном пункте должен быть не менее расхода воды на пожаротушение жилых и общественных зданий, указанных в табл. 3.26

2. При зонном водоснабжении расход воды на наружное пожаротушение и количество одновременных пожаров в каждой зоне следует принимать в зависимости от числа жителей, проживающих в зоне.

3. Количество одновременных пожаров и расход воды на один пожар в населенных пунктах с числом жителей более 1 млн. чел. надлежит принимать согласно требованиям органов Государственного пожарного надзора.

4. Для группового водопровода количество одновременных пожаров надлежит принимать в зависимости от общей численности жителей в населенных пунктах, подключенных к водопроводу.

5. В расчетное количество одновременных пожаров в населенном пункте включены пожары на промышленных предприятиях, расположенных в пределах населенного пункта. При этом в расчетный расход воды следует включать соответствующие расходы воды на пожаротушение на этих предприятиях, но не менее указанных в табл. 3.25.

Расходы воды на наружное пожаротушение (Q нар.) в жилых, общественных, производственных и сельскохозяйственных зданий определяются в зависимости от пожарной опасности зданий и представлены в таблицах 3.26–3.28.

Таблица 3.26

Нормы водопотребления на наружное пожаротушение жилых и общественных зданий

Назначение зданий	Расход воды на один пожар, л/с, на наружное пожаротушение жилых и общественных зданий независимо от их степеней огнестойкости при объемах зданий, тыс. м^3				
	до 1	свыше 1 до 5	свыше 5 до 25	свыше 25 до 50	свыше 50 до 150
Жилые здания односекционные и многосекционные при количестве этажей:					
до 2	10*	10	—	—	—
свыше 2 “ 12	10	15	15	20	—
“ 12 “ 16	—	—	20	25	—
“ 16 “ 25	—	—	—	25	30
Общественные здания при количестве этажей:					
до 2	10*	10	15	—	—
свыше 2 “ 6	10	15	20	25	30
“ 6 “ 12	—	—	25	30	35
“ 12 “ 16	—	—	—	30	35

Примечание. Расходы воды на наружное пожаротушение зданий высотой или объемом свыше указанных в табл. 3.26, а также общественных зданий объемом свыше 25 тыс. м^3 с большим скоплением людей (зрелищные предприятия, торговые центры, универмаги и др.) надлежит принимать и согласовывать в установленном порядке.

* Для сельских населенных пунктов расход воды на один пожар – 5 л/с.

Справочник ПО Гидравлике

Таблица 3.27

Нормы водопотребления на наружное пожаротушение производственных зданий шириной до 60 м

Степень огнестойкости зданий	Категория помещений по пожарной опасности	Расход воды на наружное пожаротушение производственных зданий (с фонарями, а также без фонарей) шириной до 60 м на один пожар, л/с, при объемах зданий, тыс. м^3						
		до 3	св. 3 до 5	св. 5 до 20	св.20 до 50	св.50 до 200	св.200 до 400	св. 400 до 600
I и II	Г, Д	10	10	10	10	15	20	25
I и II	А, Б, В	10	10	15	20	30	35	40
III	Г, Д	10	10	15	25	35	—	—
III	В	10	15	20	30	40	—	—
IV и V	Г, Д	10	15	20	30	—	—	—
IV и V	В	15	20	25	40	—	—	—

Таблица 3.28

Нормы водопотребления на наружное пожаротушение производственных зданий шириной 60 м и более

Степень огнестойкости зданий	Категория помещений по пожарной опасности	Расход воды на наружное пожаротушение производственных зданий (без фонарей) шириной 60 м и более на один пожар, л/с, при объемах зданий, тыс. м^3								
		до 50	св.50 до100	св.100 до 200	св.200 до 300	св.300 до 400	св.400 до 500	св.500 до 600	св.600 до 700	св.700 до 800
I и II	А, Б, В	20	30	40	50	60	70	80	90	100
I и II	Г, Д, Е	10	15	20	25	30	35	40	45	50

Примечания к табл. 3.27 и 3.28:

1. При двух расчетных пожарах на предприятии расчетный расход воды на пожаротушение следует принимать по двум зданиям, требующим наибольшего расхода воды.

2. Расход воды на наружное пожаротушение отдельно стоящих вспомогательных зданий промышленных предприятий следует определять по табл. 3.26 как для общественных зданий, а встроенных в производственные здания – по общему объему здания по табл. 3.27.

3. Расход воды на наружное пожаротушение зданий сельскохозяйственных предприятий I и II степеней огнестойкости объемом не более 5 тыс. м^3 с производствами категорий Г и Д следует принимать 5 л/с.

4. Расход воды на наружное пожаротушение складов лесных материалов вместимостью до 10 тыс. м^3 следует принимать по табл. 3.27, относя их к зданиям V степени огнестойкости с производством категории В. При большей вместимости складов следует руководствоваться требованиями соответствующих нормативных документов.

5. Расход воды на наружное пожаротушение зданий радиотелевизионных передающих станций независимо от объема зданий и числа проживающих в поселке людей надлежит принимать не менее 15 л/с, если по табл. 3.27 и 3.28 не требуется больший расход воды. Указанные требования не распространяются на радиотелевизионные ретрансляторы, устанавливаемые на существующих и проектируемых объектах связи.

6. Расход воды на наружное пожаротушение зданий объемами, более указанных в табл. 3.27 и 3.28, надлежит устанавливать по согласованию с территориальными органами Государственного пожарного надзора.

7. Степень огнестойкости зданий или сооружений надлежит определять в соответствии с требованиями СНиП 2.01.02–85.

8. Для зданий II степени огнестойкости с деревянными конструкциями расход воды на наружное пожаротушение следует принимать на 5 л/с больше указанного в табл. 3.27 или 3.28.

Указанные в таблице 3.27, 3.28 нормы расхода воды даны в расчете на один пожар, причем число одновременных пожаров принимается в зависимости от площади территории предприятия: один пожар при площади до 150 га, при большей площади – два пожара. При объединенном противопожарном водопроводе населенного пункта и промышленного или сельскохозяйственного предприятия, расположенных вне населенного пункта, расчетное количество одновременных пожаров должно приниматься в соответствии с таблицей 3.29.

Справочник по гидравлике

Таблица 3.29

Определение числа одновременных пожаров при объединенном водопроводе населенного пункта и промышленного предприятия

Площадь территории предприятия, га	Число жителей в населенном пункте, тыс. чел.	Расчетное число одновременных пожаров
До 150	До 10	1 пожар (на предприятии или в населенном пункте – по наибольшему расходу).
До 150	От 10 до 25	2 пожара (по одному на предприятии и в населенном пункте).
Более 150	До 25	2 пожара (два на предприятии или два в населенном пункте – по наибольшему расходу).

Примечание: При числе жителей в населенном пункте свыше 25 тыс. чел. расчетное число одновременных пожаров принимают по таблице 3.25.

Для пожаротушения зданий, разделенных на части противопожарными стенами или имеющих различную категорию пожарной опасности, расчетный расход воды надлежит принимать по той части здания, где он наибольший.

Продолжительность тушения пожаров при подаче воды от пожарных гидрантов, установленных на наружной водопроводной сети, в соответствии с СНиП 2.04.02–84* составляет 3 часа; лишь для зданий 1 и 2 степени огнестойкости (с несгораемыми несущими конструкциями и утеплителем) с производствами категорий Г и Д она составит 2 часа.

Если здания оборудованы внутренними пожарными кранами и стационарными установками пожаротушения*, при тушении пожара следует учитывать дополнительный расход воды, который определяется следующим образом.

При объединенном водопроводе для внутренних пожарных кранов, стационарных установок пожаротушения и наружных гидрантов расход воды на тушение пожара в течение первого часа следует рассчитывать как сумму наибольших расходов, определенных по соответствующим нормам. После отключения стационарных установок пожаротушения подачу воды обеспечивает работа наружных гидрантов и внутренних пожарных кранов.

Расход воды на внутреннее пожаротушение $Q_{\text{вн.}}$ и число струй, одновременно подаваемых от пожарных кранов, определяется в зависимости от назначения, этажности, объема, степени огнестойкости и категории производства здания (таблицы 3.30 и 3.31).

Таблица 3.30

Нормы водопотребления на внутреннее пожаротушение жилых, общественных и административно-бытовых зданий

Жилые, общественные и административно-бытовые здания и помещения	Число струй	Минимальный расход воды (л/с) на внутреннее пожаротушение на одну струю
1. Жилые здания: при числе этажей от 12 до 16	1	2,5
то же, при общей длине коридора св. 10 м	2	2,5
при числе этажей св. 16 до 25	2	2,5
то же, при общей длине коридора св. 10 м	3	2,5
2. Здания управлений: высотой от 6 до 10 этажей и объемом до 25 000 м^3	1	2,5
то же, объемом св. 25 000 м^3	2	2,5
при числе этажей св. 10 и объемом до 25 000 м^3	2	2,5
то же, объемом 25 000 м^3	3	2,5
3. Клубы с эстрадой, театры, кинотеатры, актовые и конференц-залы, оборудованные киноаппаратурой	Согласно СНиП 2.08.02–89*	
4. Общежития и общественные здания, неуказанные в 2: при числе этажей до 10 и объемом от 5 000 до 25 000 м^3	1	2,5
то же, объемом св. 25 000 м^3	2	2,5
при числе этажей св. 10 и объемом до 25 000 м^3	2	2,5
то же, объемом св. 25 000 м^3	3	2,5
5. Административно-бытовые здания промышленных предприятий объемом, м^3: от 5 000 до 25 000	1	2,5
св. 25 000	2	2,5

Примечания:

1. Минимальный расход воды для жилых зданий допускается принимать равным 1,5 л/с при наличии пожарных стволов, рукавов и другого оборудования диаметром 38 мм.

2. За объем здания принимается строительный объем, определяемый в соответствии с СНиП 2.08.02–89*.

* Необходимостью оборудования зданий внутренними пожарными кранами – в соответствии с требованиями СНиП 2.04.01–85*; устройство стационарных установок пожаротушения надлежит принимать согласно требованиям соответствующих нормативных документов и НПБ-110–99 «Перечень зданий, сооружений, помещений и оборудования, подлежащих защите автоматическими установками пожаротушения и автоматической пожарной сигнализацией».

Справочник по гидравлике

Таблица 3.31

Нормы водопотребления на внутреннее пожаротушение производственных зданий

Степень огнестойкости зданий	Категория зданий по пожарной опасности	Число струй и минимальный расход воды, (л/с) на одну струю на внутреннее пожаротушение в производственных и складских зданиях высотой до 50 м и объемом, тыс. м^3				
		от 0,5 до 5	св. 5 до 50	св. 50 до 200	св. 200 до 400	св. 400 до 800
I и II	А, Б, В	2 ÷ 2,5	2 ÷ 5	2 ÷ 5	3 ÷ 5	4 ÷ 5
III	В	2 ÷ 2,5	2 ÷ 5	2 ÷ 5	–	–
III	Г, Д	–	2 ÷ 2,5	2 ÷ 2,5	–	–
IV и V	В	2 ÷ 2,5	2 ÷ 5	–	–	–
IV и V	Г, Д	–	2 ÷ 2,5	–	–	–

Примечания:

1. Для фабрик-прачечных пожаротушение следует предусматривать в помещениях обработки и хранения сухого белья.

2. Расход воды на внутреннее пожаротушение в зданиях или помещениях объемом свыше величин, указанных в таблице 3.31, следует согласовывать в каждом конкретном случае с территориальными органами пожарного надзора.

3. Количество струй и расход воды на одну струю для зданий степени огнестойкости: IIIА – здания преимущественно каркасной конструкции. Элементы каркаса из цельной или клееной древесины и другие горючие материалы ограждающих конструкций (преимущественно из древесины), подвергнутые огнезащитной обработке; IIIА – здания преимущественно с незащищенным металлическим каркасом и ограждениями и конструкциями из несгораемых листовых материалов с трудногорючим утеплителем: IVА – здания преимущественно одноэтажные с металлическим незащищенным каркасом и ограждающими конструкциями из листовых несгораемых материалов с горючим утеплителем принимаются по указанной табл ице в зависимости от размещения в них категорий производств как для зданий II и IV степеней огнестойкости с учетом требований пункта 4 (приравнивая степени огнестойкости IIIА к II, IIIА и IVА к IV).

4. В производственных и складских зданиях, для которых в соответствии с таблицей 3.31 установлена необходимость устройства внутреннего противопожарного водопровода, минимальный расход воды на внутреннее пожаротушение, определенный по таблице 3.31, следует увеличивать:

– при применении элементов каркаса из незащищенных стальных конструкций в зданиях IIIА и IVА степеней огнестойкости, а также из цельной или клееной древесины (в том числе подвергнутой огнезащитной обработке) – на 5 л/с (одна струя);

– при применении в ограждающих конструкциях зданий IVА степени огнестойкости утеплителей из горючих материалов – на 5 л/с (одна струя) для зданий объемом 10 000 м^3; при объеме более 10 000 м^3 дополнительно на 5 л/с (одна струя) на каждые последующие полные или неполные 100 000 м^3 объема.

Расход воды и число струй на внутреннее пожаротушение в общественных и производственных зданиях (независимо от категории) высотой свыше 50 м и объемом до 50 000 м^3 следует принимать из расчета четыре струи по 5 л/с каждая; при большем объеме зданий – 8 струй по 5 л/с каждая.

Для частей зданий различной этажности или помещений различного назначения необходимость устройства внутреннего противопожарного водопровода и расхода воды на пожаротушение надлежит принимать отдельно для каждой части здания. При этом расход воды на внутреннее пожаротушение следует принимать:

для зданий, не имеющих противопожарных стен, – по общему объему здания;

для зданий, разделенных на части противопожарными стенами I и II типов, – по объему той части здания, где требуется наибольший расход воды.

Расход воды на внутреннее пожаротушение в зависимости от высоты компактной части струи и диаметра спрыска следует уточнять по таблице 3.32.

Справочник по гидравлике

Таблица 3.32

Зависимость высоты компактной части струи от напора и производительности пожарного ствола

Высота компактной части струи или помещения, м	Производительность пожарной струи, л/с	Напор, м, у пожарного крана с рукавами длиной, м			Производительность пожарной струи, л/с	Напор, м, у пожарного крана с рукавами длиной, м			Производительность пожарной струи, л/с	Напор, м, у пожарного крана с рукавами длиной, м		
		10	15	20		10	15	20		10	15	20
	Диаметр спрыска наконечника пожарного ствола, мм											
	13				16				19			
	Пожарные краны $d = 50$ мм											
6	–	–	–	–	2,6	9,2	9,6	10	3,4	8,8	9,6	10,4
8	–	–	–	–	2,9	12	12,5	13	4,1	12,9	13,8	14,8
10	–	–	–	–	3,3	15,1	15,7	16,4	4,6	16	17,3	18,5
12	2,6	20,2	20,6	21	3,7	19,2	19,6	21	5,2	20,6	22,3	24
14	2,8	23,6	24,1	24,5	4,2	24,8	25,5	26,3	–	–	–	–
16	3,2	31,6	32,2	32,8	4,6	29,3	30	31,8	–	–	–	–
18	3,6	39	39,8	40,6	5,1	36	38	40	–	–	–	–
	Пожарные краны $d = 65$ мм											
6	–	–	–	–	2,6	8,8	8,9	9	3,4	7,8	8	8,3
8	–	–	–	–	2,9	11	11,2	11,4	4,1	11,4	11,7	12,1
10	–	–	–	–	3,3	14	14,3	14,6	4,6	14,3	14,7	15,1
12	2,6	19,8	19,9	20,1	3,7	18	18,3	18,6	5,2	18,2	19	19,9
14	2,8	23	23,1	23,3	4,2	23	23,3	23,5	5,7	21,8	22,4	23
16	3,2	31	31,3	31,5	4,6	27,6	28	28,4	6,3	26,6	27,3	28
18	3,6	38	38,3	38,5	5,1	33,8	34,2	34,6	7	32,9	33,8	34,8
20	4	46,4	46,7	47	5,6	41,2	41,8	42,4	7,5	37,2	38,5	39,7

Справочник по гидравлике

Свободные напоры в противопожарных водопроводах

Наружные противопожарные водопроводы (отдельные или объединенные с водопроводами другого назначения) бывают низкого и высокого давления. В водопроводах низкого давления необходимый напор у стволов создается передвижными пожарными насосами, установленными на гидранты. В водопроводах высокого давления вода к месту пожара подается по рукавным линиям непосредственно от гидрантов под напором от стационарных пожарных насосов, установленных в насосной станции.

В противопожарных водопроводах низкого давления свободный напор при пожаротушении должен быть достаточным для забора воды из гидрантов пожарными насосами. В соответствии с требованиями СНиП 2.04.02–84* минимальный свободный напор на уровне поверхности земли в этом случае принимается равным 10 м.

Испытание водопроводной сети низкого давления на водоотдачу производят путем отбора воды из водопроводной сети с помощью передвижных пожарных насосов и подачи необходимого количества пожарных стволов, используя зависимость между расходом, радиусом компактной струи и диаметром насадки ствола (см. таб. 3.33); причем для объединенного водопровода гидравлическое испытание проводят в часы максимального водопотребления на участках водопроводной сети, наиболее удаленных от насосных станций, а также у наиболее пожароопасных зданий, где тушение пожара требует наибольшего расхода воды.

Если при отборе расчетного пожарного расхода воды из наружной сети напор у пожарного гидранта превосходит или равен установленному нормами (10 м), то водопровод соответствует противопожарным требованиям.

Таблица 3.33

Значение напора (*H*) и расхода жидкости (*Q*) в зависимости от радиуса компактной части струи пожарного ствола ($R_к$)

$R_к$, м	Диаметры насадков, мм									
	13		16		19		22		25	
	H, м	*Q*, л/с	*H*, м	*Q*, л/с	*H*, м	*Q*, л/с	*H*, м	*Q*, л/с	*H*, м	*Q*, л/с
6	8,1	1,7	7,8	2,5	7,7	3,5	7,7	4,6	7,5	5,9
7	9,6	1,8	9,2	2,7	9	3,8	8,9	5	8,7	6,4
8	11,2	2	10,7	2,9	10,4	4,1	10,2	5,4	10,1	6,9
9	13	2,1	12,4	3,1	12	4,3	11,7	5,8	11,5	7,4
10	13,9	2,3	14,1	3,3	13,6	4,6	13,2	6,1	12,9	7,8
11	16,9	2,4	15,8	3,5	15,2	4,9	14,7	6,5	14,4	8,3
12	19,1	2,6	17,7	3,8	16,9	5,2	16,3	6,8	15,9	8,7
13	21,4	2,7	19,7	4	18,7	5,4	18	7,2	17,5	9,1
14	23,9	2,9	21,8	4,2	20,6	5,7	19,8	7,5	19,2	9,6
15	26,7	3	24	4,4	22,6	6	21,6	7,8	20,9	10
16	29,7	3,2	26,5	4,6	24,7	6,2	23,6	8,2	22,7	10,4
17	33,2	3,4	29,2	4,8	27,1	6,5	25,7	8,5	24,7	10,8
18	37,1	3,6	32,2	5,1	29,6	6,8	28	8,9	26,8	11,3
19	41,7	3,8	35,6	5,3	32,5	7,1	30,5	9,3	29,1	11,7
20	46,8	4	39,4	5,6	35,6	7,5	33,2	9,7	31,5	12,2
21	53,3	4,3	43,7	5,9	39,1	7,8	36,3	10,1	34,3	12,8
22	60,9	4,6	48,7	6,2	43,1	8,2	39,6	10,6	37,3	13,3
23	70,3	4,9	54,6	6,6	47,6	8,7	43,4	11,1	40,6	13,9
24	82,2	5,3	61,5	7	52,7	9,1	47,7	11,7	44,3	14,5
25	98,2	5,8	70,2	7,5	58,9	9,6	52,7	12,2	48,6	15,2
26	–	–	80,6	8	66,2	10,2	58,5	12,9	53,5	15,9
27	–	–	94,2	8,6	75,1	10,9	65,3	13,7	59,1	16,8
28	–	–	–	–	86,2	11,6	75,5	14,5	65,8	17,7

В противопожарных водопроводах высокого давления свободный напор в сети должен обеспечивать высоту компактной струи не менее 10 м при полном расходе воды на пожаротушение и расположении пожарного ствола (стволов) на уровне наивысшей точки самого высокого здания.

Для проверки водопровода высокого давления на водоотдачу необходимо, определив требуемый расход воды в соответствии со СНиП 2.04.02–84*, расположить потребное количество стволов, используя зависимость между расходом, радиусом компактной части струи и диаметром насадки пожарного ствола (см. табл. 3.33).

Свободные напоры у внутренних пожарных кранов должны обеспечивать получение компактных пожарных струй высотой, необходимой для тушения пожара в любое время суток в самой высокой и удаленной части здания. Наименьшую высоту и радиус действия компактной части пожарной струи следует принимать равными высоте помещения, считая от пола до наивысшей точки перекрытия (покрытия), но не менее:

6 м – в жилых, общественных, производственных и вспомогательных зданиях промышленных предприятиях высотой до 50 м;

8 м – в жилых зданиях высотой свыше 50 м;

16 м – в общественных, производственных и вспомогательных зданиях промышленных предприятий высотой свыше 50 м.

При этом гидростатический напор в системе хозяйственно-противопожарного водопровода на отметке наиболее низко расположенного санитарно-технического прибора не должен превышать 45 м; гидростатический напор в системе раздельного противопожарного водопровода на отметке наиболее низко расположенного пожарного крана не должен превышать 90 м.

Справочник по гидравлике

3.10. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ГАЗОПРОВОДОВ

В последнее время широкое распространение получило транспортирование газов по трубопроводам. По сравнению с движением жидкостей движение газов по трубопроводам характеризуется рядом особенностей, вытекающих из различия их физических свойств. Так, удельный вес жидкостей мало изменяется с изменением давления и температуры, а газы характеризуются значительной сжимаемостью и высокими значениями коэффициента температурного расширения.

Если перекачка газов по трубам происходит при малых относительных перепадах давления (имеется в виду перепад Δp между начальным и конечным сечениями трубы, отнесенный к среднему давлению), то можно пренебречь сжимаемостью газов, т. е. считать удельный вес транспортируемого газа неизменным по всей длине трубопровода. В этом случае расчет газопроводов принципиально не отличается от расчета трубопроводов для несжимаемых жидкостей.

При больших относительных перепадах (примерно, если $\frac{\Delta p}{p} > 5\%$) пренебрегать сжимаемостью газа нельзя и нужно учитывать непрерывный характер изменения удельного веса газа в зависимости от давления.

Расчет газопроводов при малых перепадах давления

Газ движется по трубопроводу благодаря тому, что его потенциальная энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад потенциальной энергии может быть создан тем или иным способом. Пусть трубопровод расположен произвольно в пространстве (рис. 3.50), имеет общую длину l и содержит в себе ряд местных сопротивлений. Пусть в начальном сечении 1–1 геометрическая (нивелирная) высота z_1 и давление p_1, а в конечном сечении 2–2 – соответственно z_2 и p_2.

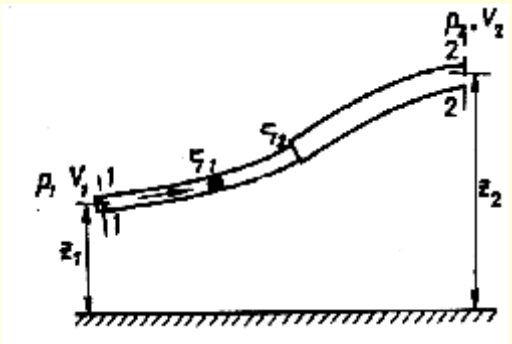


Рис. 3.50. К расчету газопроводов при малых перепадах давления

Рассмотрим случай течения газа при малых относительных перепадах давления, когда сжимаемостью газа можно пренебречь. Запишем уравнение энергии (уравнение Бернулли) в форме (1.111):

$$p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \Delta p_{w_{1-2}}.$$

Как и в гидравлике, потери давления складываются из потерь по длине и потерь на местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{w_{1-2}} = \Delta p_l + \Delta p_м.$$

Формулы для определения потерь давления по длине Δp_l и местных потерь $\Delta p_м$ имеют вид:

$$\Delta p_l = \gamma h_l = \lambda \frac{1}{d} \gamma \frac{V^2}{2g} = \lambda \frac{1}{d} \rho \frac{V^2}{2}; \qquad (3.69)$$

$$\Delta p_м = \gamma h_м = \zeta \gamma \frac{V^2}{2g} = \zeta \rho \frac{V^2}{2}. \qquad (3.70)$$

Здесь γ-удельный вес газа, определяемый по уравнению состояния (1.27)

$$\gamma = \frac{p_{ср}}{RT} g,$$

где $p_{ср} = \frac{p_1 + p_2}{2}$.

$$\rho = \frac{p_{ср}}{RT}.$$

Коэффициент λ, входящий в формулу (3.69), определяется по тем же формулам, что и при движении несжимаемых жидкостей по трубам, например по формуле А. Д. Альтшуля (1.156)

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\kappa_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25},$$

где $k_э$ – так называемая линейная характеристика шероховатости (эквивалентная шероховатость). Она имеет размерность длины и отражает влияние как высоты бугорков шероховатости, так и формы бугорков.

Вентиляционные трубы часто имеют некруговое сечение, поэтому вместо диаметра в формулу (3.69) вводят эквивалентный (гидравлический) диаметр $D_{экв}$ ($D_г$) (см. п. 1.3.1)

$$D_{экв} = 4R_l = \frac{4S}{\chi}.$$

В зависимости от доли местных потерь в общих потерях давления трубопроводы для газов, как и трубопроводы, транспортирующие несжимаемую жидкость, делят на длинные и короткие. В коротких газопроводах местные потери давления соизмеримы с потерями давления по длине и при гидравлическом расчете таких трубопроводов необходимо учитывать оба вида потерь давления.

В целях унификации формул для расчета как длинных, так и коротких трубопроводов проводят совместный учет линейных и местных сопротивлений методом эквивалентных длин, основанном на приведении местных потерь давления к линейным. Этот метод заключается в условной замене местного сопротивления участком трубопровода, потери на трение по длине которого равны потерям от местного сопротивления.

Из сравнения формул (3.69) и (3.70) находят фиктивную дополнительную длину участка трубопровода:

$$l_{доп} = \frac{\zeta d}{\lambda} = \zeta l_э,$$

где $l_э$ – эквивалентная длина трубопровода, определяемая как $l_э = \frac{d}{\lambda}$.

Справочник по гидравлике

Тогда общие потери давления на расчетном участке трубопровода длиной l, включающем различные местные сопротивления, выразятся формулой:

$$\Delta p_w = \lambda \frac{l_{пр}}{d} \frac{\rho V^2}{2}, \qquad (3.71)$$

где $l_{пр}$ – приведенная длина трубопровода, определяемая как

$$l_{пр} = l + l_э \Sigma\zeta.$$

По строительным нормам и правилам рекомендуется при расчете газопроводов низкого давления жилых зданий потери давления подсчитывать по формуле [6]

$$\Delta p_w = (1 + 0{,}01C)\, \Delta p_l,$$

где C – коэффициент, принимаемый в соответствии с табл. 3.34.

Таблица 3.34

Значения коэффициента *C*

Участок газовой сети	Коэффициет C, %
От ввода в здание до стояка	25
Стояки	20
Внутриквартирная разводка при длине, м:	
1 – 2	450
3 – 4	200
5 – 7	120
8 – 12	50

Потери давления на участках местных сопротивлений распределительных газопроводов учитывают путем увеличения их расчетной линии на 5–10%.

Иногда формулу (3.71) представляют в виде

$$R_l = \frac{\Delta p_w}{l_{пр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2},$$

где R_l – удельное сопротивление трения, приходящееся на единицу длины трубопровода.

В длинных трубопроводах потери давления на участках местных сопротивлений невелики по сравнению с потерями давления на трение, и здесь можно полагать, что

$$\Delta p_w \approx \Delta p_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2} \qquad (3.72)$$

Определяя коэффициент гидравлического трения λ по формуле А. Д. Альтшуля, получают рекомендуемую строительными нормами и правилами формулу для расчета длинных газопроводов, работающих при малых относительных перепадах давлений:

$$R_l = \frac{\Delta p_l}{l} = 7\left(\frac{k_э}{d} + 1922 d \frac{\nu}{Q}\right)^{0,25} \gamma \frac{Q^2}{d^5} \qquad (3.73)$$

где Δp_l – потери давления, Па;
l – расчетная длина газопровода, м;
$k_э$ – эквивалентная шероховатость, см;
d – диаметр газопровода, см;
ν – кинематическая вязкость газа, м^2/с;
Q – расход газа, м^3/ч;
γ – удельный вес газа, Н/м^3.

Величины ν, Q и γ принимают для нормальных условий (температура 0^{o}С и давление 10^5 Па).

При движении газа с малыми скоростями в гладких трубах $\frac{k_э}{d}$ оказывается значительно меньше величины $1922 \frac{d\nu}{Q}$ и формула (3.73) приводится к виду:

$$\Delta p_l = 4{,}65 \nu^{0,25} \frac{Q^{1,75}}{d^{4,75}} \gamma\, l.$$

Для практических расчетов газопроводов этой формулой рекомендуется пользоваться при скоростях течения газа $V \le 3$ м/с.

Если же $\frac{k_э}{d} > 1922\, d \frac{\nu}{Q}$, что наблюдается при движении газа с большими скоростями в трубопроводах со значительной шероховатостью, то величиной $1922\, d \frac{\nu}{Q}$ можно пренебречь. Тогда формула (3.73) упрощается следующим образом:

$$\Delta p_l = 7 k_э^{0,25} l \left(\frac{Q^2}{d^{5,25}}\right) \gamma.$$

Для новых стальных труб $k_э = 0{,}1$ мм, тогда

$$\Delta p_l = 2{,}221 \left(\frac{Q^2}{d^{5,25}}\right) \gamma.$$

Расчет трубопроводов для газов при больших перепадах давления

При больших относительных перепадах давления между началом и концом трубопровода плотность и удельный вес газа нельзя полагать постоянными по длине трубопровода. Кроме того, даже при постоянном диаметре трубопровода движение газа в таких трубопроводах является неравномерным (рис.3.51).

Действительно, из уравнения неразрывности для газа (1.87)

$$\rho S V = \text{const},$$

при $S = \text{const}$ имеем $\rho V = \text{const}$, но плотность газа с уменьшением давления по длине трубопровода уменьшается, следовательно, скорость течения газа возрастает.

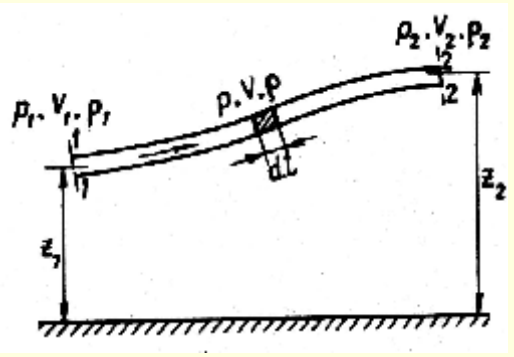


Рис. 3.51. К расчету газопроводов при больших перепадах давления

Справочник по гидравлике

Уравнение Бернулли в дифференциальной форме (для бесконечно малого участка dl, на котором удельный вес газа можно считать постоянным) имеет вид

$$\gamma dz + dp + d\left(\frac{\rho V^2}{2}\right) + dp_w = 0 .$$

Если пренебречь первым и третьим слагаемыми этого уравнения из-за их малости (при расчете движения газа с большими перепадами давления разность давлений в несколько сот раз больше разности скоростных напоров и изменения удельной энергии положения), то уравнение Бернулли примет вид

$$dp + dp_w = 0. \qquad (3.74)$$

Значительные перепады давления между началом и концом трубопровода имеют место при расчете длинных газопроводов и трубопроводов сжатого воздуха. При расчете таких трубопроводов преобладают потери давления по длине, т.е. $dp_w \approx dp_l$. При этом из формулы (3.69) имеем

$$dp_w = \lambda \frac{l}{d}\frac{V^2\gamma}{2g} dl = \lambda \frac{l}{d}\frac{\rho V^2}{2} dl.$$

Подставив это выражение в (3.74), получим

$$-dp = \lambda \frac{l}{d}\frac{V^2\gamma}{2g} dl = \lambda \frac{l}{d}\frac{\rho V^2}{2} dl. \qquad (3.75)$$

Для интегрирования уравнения (3.75) нужно знать характер изменения скорости, удельного веса и коэффициента потерь напора по длине λ вдоль газопровода, т.е.

$$V = f_1(l), \quad \gamma = f_2(l), \quad \lambda = f_3(l).$$

Большинство промышленных газопроводов работает в условиях изотермического течения, когда температура газа сохраняется постоянной по всей длине трубопровода и равной температуре окружающей среды (длинные трубопроводы без тепловой изоляции). Рассмотрим этот случай. Вначале оценим изменение коэффициента трения $\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k_э}{d}\right)$. Относительная шероховатость по длине не меняется (для данных $k_э$ и d). Число Рейнольдса можно представить в виде (1.143) $\mathrm{Re} = \frac{\rho V d}{\mu}$.

В трубопроводе постоянного диаметра $\rho V = \mathrm{const}$. При изотермическом течении газа динамический коэффициент вязкости также сохраняется неизменным по длине трубопровода, а следовательно, остается постоянным и число Рейнольдса.

Таким образом, несмотря на изменение средней скорости течения газа и его удельного веса, величина коэффициента потерь напора по длине λ вдоль газопровода не меняется.

Изменение скорости вдоль трубопровода при постоянном диаметре обусловлено изменением плотности газа. Скорость V и плотность ρ в любом сечении газопровода связаны со скоростью и плотностью в начальном сечении V_1 и ρ_1 уравнением неразрывности:

$$\rho V = \rho_1 V_1 .$$

При $T = \mathrm{const}$ из уравнения состояния газа $p = \rho RT$ можем записать

$$\frac{p}{\rho} = \frac{p_1}{\rho_1}.$$

Умножив последнее уравнение на квадрат предыдущего уравнения, получим

$$\rho V^2 = p_1 \rho_1 \frac{V_1^2}{p}.$$

Подставляя последнее выражение в уравнение (3.75), будем иметь

$$-pdp = \lambda \frac{l}{d}\frac{p_1 \rho_1 V_1^2}{2} dl.$$

Интегрируя это уравнение от p_1 до p_2 (p_2 – давление в конце рассматриваемого участка), получаем

$$\frac{p_1^2 - \rho_1^2}{2} = \lambda \frac{l}{d}\frac{\rho_1 V_1^2}{2} p_1. \qquad (3.76)$$

Полученное уравнение устанавливает связь между давлениями в начальном и конечном сечениях трубопровода.

Введем вместо скорости V_1 весовой расход G:

$$V_1 = \frac{G}{g\rho_1 S}.$$

Тогда последнее уравнение примет вид

$$\frac{p_1^2 - \rho_1^2}{2} = \lambda \frac{l}{d}\frac{G^2}{2gS}\frac{p_1}{\gamma}. \qquad (3.77)$$

Из этой зависимости можно получить формулу для определения весового расхода газа

$$G = S\sqrt{\frac{gd(p_1^2 - p_2^2)}{\lambda l \frac{p_1}{\gamma}}},$$

или

$$G = S\sqrt{\frac{d(p_1^2 - p_2^2)}{\lambda l RT}}. \qquad (3.78)$$

Коэффициент напора по длине λ, входящий в последнее выражение, определяется по тем же формулам, что и при движении несжимаемых жидкостей.

Уравнение (3.76) можно привести к виду

$$p_1 - p_2 = \lambda \frac{l}{d}\frac{\rho_1 V_1^2}{2}\frac{2p_1}{p_1 + p_2}.$$

Обозначим разность давлений $p_1 - p_2$ через Δp. Тогда давление p_2 определится выражением $p_2 = p_1 - \Delta p$. Подставив это выражение в правую часть последней формулы, получим

$$p_1 - p_2 = \lambda \frac{l}{d}\frac{\rho_1 V_1^2}{2}\frac{l}{l - \frac{\Delta p}{2p_1}}. \qquad (3.79)$$

Выражение (3.79) отличается от формулы для определения потерь давления при движении несжимаемых жидкостей (3.69) лишь множителем, зависящим от величины отношения $\frac{\Delta p}{p_1}$.

Справочник по гидравлике

Таким образом, вопрос о необходимости учета сжимаемости газа при расчете потерь давления при движении газа в трубах решается не абсолютной величиной начального давления p_1, а относительной величиной изменения этого давления по длине трубопровода $\frac{\Delta p}{p_1}$.

При $\frac{\Delta p}{p_1}$ меньше 5% ошибка от неучета сжимаемости будет около 2,5%, что для инженерных расчетов допустимо. Если $\frac{\Delta p}{p_1}$ больше 5%, нужно учитывать сжимаемость газа и пользоваться формулами (3.77–3.79).

Коэффициент сопротивления λ в формуле (3.79) определяется по обычным формулам гидравлики вида $\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{k_э}{d}\right)$. При практических расчетах магистральных газопроводов часто применяют также и специальные («газопроводные») формулы, полученные в результате обработки опытов по перекачке газа. Наиболее широко используются формулы А. Д. Альтшуля (1.113) и ВНИИгаза (для квадратичной области):

$$\lambda = \frac{0,055}{d^{0,4}},$$

где d – диаметр трубопровода, см.

Подставляя в равенство (3.76) значение λ по формуле (1.156) и приводя параметры газа γ, ν и Q к нормальным условиям (t = 0 ° С) и p = 10^5 Па, получают рекомендуемую строительными нормами и правилами степенную формулу:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{l} = 1,45\frac{k_э}{d} + 1922\left(\frac{d\nu}{Q}\right)^{0,25}\frac{Q^2}{d^5}\gamma, \qquad (3.80)$$

где p_1 и p_2 – абсолютное давление газа в начале и конце газопровода, 10^5 Па;
l – длина трубопровода, км;
$k_э$ – эквивалентная шероховатость, см;
d – диаметр трубопровода, см;
ν – кинематический коэффициент вязкости газа, м^2/с;
Q – расход газа, м^3/ч;
γ – удельный вес газа, 10 Н/м^3.

Полученное уравнение представляет собой универсальную формулу, действительную для всей области турбулентного режима.

Для гидравлически гладких труб, когда $\frac{k_э}{d} \ll 1922\frac{d\nu}{Q}$, уравнение (3.80) приводится к виду :

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{l} = 9,6\cdot 10^9\left(\frac{Q^{1,75}}{d^{4,75}}\right)^{0,25}\nu^{0,25}\gamma \qquad (3.81)$$

При больших скоростях газа ($V \gg 50$ м/с), когда наблюдается область квадратичного закона сопротивления, т.е. $\frac{k_э}{d} \gg 1922\frac{d\nu}{Q}$, получают

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{l} = 1,45\cdot 10^9\frac{k_э^{0,25}}{d^{5,25}}Q^2\gamma. \qquad (3.82)$$

Пример. Определить необходимое давление в начале магистрального газопровода диаметром d = 300 мм для транспортирования 20 000 м^3/ч газа с удельным весом γ = 10 Н/м^3. Длина трубопровода L = 2 000 м; $k_э$ = 0,01 см, а конечное давление в магистрали p_2 = 1,5 · 10^5 Па.

Решение. Определяют среднюю скорость газа:

$$V = 4\frac{Q}{\pi d^2} = 4\frac{20000}{3,14\cdot 0,3^2\cdot 3600} = 78,5 \text{ м/сек.}$$

Полученная скорость $V > 50$ м/с , следовательно, расчет можно вести по упрощенной формуле (3.82):

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{L} = 1,45\cdot 10^9\cdot\frac{0,01^{0,25}}{30^{5,25}}\cdot 20\,000^2\cdot 10 = 3,2\cdot 10^{10}.$$

Начальное давление в магистрали

$$p_1 = \sqrt{p_2 + 3,2\cdot 10^{10}L} = \sqrt{1,5^2\cdot 10^{10} + 3,2\cdot 10^{10}\cdot 2} = 2,94\cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Примеры и номограммы для расчетов газопроводов предлагаются в работе [6].

Справочник по гидравлике

ПРИЛОЖЕНИЯ К РАЗДЕЛУ 3

3.1. ТРУБОПРОВОДЫ И ГИДРОАППАРАТУРА

Материалы этого раздела излагаются по работе [26] с некоторыми сокращениями и изменениями.

3.1.1. Трубы стальные

3.1.1.1. Трубы стальные водогазопроводные

Размеры труб и теоретическая масса 1 м труб должны соответствовать ГОСТ 3262 (табл. 3.1.1.1 и 3.1.1.2). Трубы оцинкованные и без покрытия могут изготавливаться: без резьбы и муфт или без резьбы, но в комплекте с муфтами.

Муфты изготавливаются из стали или ковкого чугуна и должны соответствовать требованиям ГОСТ 8966, ГОСТ 8954 и ГОСТ 8955.

Оцинкованные трубы и муфты должны иметь сплошное цинковое покрытие по всей наружной и внутренней поверхности толщиной не менее 30 мкм. Допускается отсутствие цинкового покрытия на торцах и резьбе труб и муфт.

Таблица 3.1.1.1

Размеры и масса стальных водогазопроводных труб по ГОСТ 3262

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки труб, мм			Линейная плотность (масса) труб без муфт, кг/м		
		легких	обыкновенных	усиленных	легких	обыкновенных	усиленных
5	10,2	1,8	2,0	2,5	0,37	0,4	0,47
8	13,5	2,0	2,2	2,8	0,57	0,61	0,74
10	17,0	2,0	2,2	2,8	0,74	0,8	0,98
15	21,3	2,35	–	–	1,1	–	–
15	21,3	2,5	2,8	3,2	1,16	1,28	1,43
20	26,8	2,35	–	–	1,42	–	–
20	26,8	2,5	2,8	3,2	1,5	1,66	1,86
25	33,5	2,8	3,2	4,0	2,12	2,39	2,91
32	42,3	2,8	3,2	4,0	2,73	3,09	3,78
40	48,0	3,0	3,5	4,0	3,33	3,84	4,34
50	60,0	3,0	3,5	4,5	4,22	4,88	6,16
65	75,5	3,2	4,0	4,5	5,71	7,05	7,88
80	88,5	3,5	4,0	4,5	7,34	8,34	9,32
90	101,3	3,5	4,0	4,5	8,44	9,6	10,74
100	114,0	4,0	4,5	5,0	10,85	12,15	13,44
125	140,0	4,0	4,5	5,5	13,42	15,04	18,24
150	165,0	4,0	4,5	5,5	15,88	17,81	21,63

Таблица 3.1.1.2

Предельные отклонения по размерам труб

Размеры труб	Предельные отклонения для труб при точности изготовления	
	обычной	повышенной
Наружный диаметр с условным проходом до 40 мм	+0,4 мм –0,5 мм	+0,4 мм
	+0,8% –0,1%	+0,8%
Толщина стенки	–15%	–10%

Примечание: Предельное отклонение в плюсовую сторону по толщине стенки ограничивается предельным отклонением по массе труб.

Предельные отклонения по массе труб не должны превышать +8 %, а с учетом требований потребителей – +7,5 % для партии труб и +10 % для отдельной трубы.

Кривизна труб на 1 м длины не должна превышать:

2 мм – при D_y до 20 мм вкл.

1,5 мм – при D_y св. 20 мм

3.1.1.2. Трубы стальные электросварные холоднотянутые и холоднокатаные

Трубы этого типа, применяемые при устройстве различных конструкций и трубопроводов, изготавливаются с наружным диаметром от 5 до 110 мм обычной и прецизионной точности по ГОСТ 10707.

3.1.1.3. Трубы стальные электросварные прямошовные

Размеры труб и предельные отклонения по ним должны соответствовать ГОСТ 10704 (табл. 3.1.1.3 и 3.1.1.6).

Технические требования к стальным электросварным прямошовным трубам диаметром от 10 до 530 мм с толщиной стенки до 10 мм из углеродистой стали определяются по ГОСТ 10705, а к трубам диаметром 426÷1620 мм общего назначения – по ГОСТ 10706.

Технические требования к трубам, нормируемым по ГОСТ 10705. В зависимости от показателей качества изготавливают трубы следующих групп: А – с нормированием механических свойств; Б – с нормированием химического

Справочник по адрав. ие.

состава; В – с нормированием механических свойств и химического состава; Г – с нормированием испытательного гидравлического давления.

Концы труб должны быть обрезаны под прямым углом. Отклонение от прямого угла (косина реза) не должно превышать:

1 мм – при наружном диаметре труб до 219 мм
1,5 мм – » » » » св. 219 мм

По заказу потребителя на концах труб с толщиной стенок 5 мм и более может быть снята фаска под углом 25–30 °к торцу трубы и оставлено торцовое кольцо шириной 1,8 мм (+0,8 мм). С согласия изготовителя эти значения могут быть изменены.

На трубах диаметром 57 мм и более допускается один поперечный шов. Допускается заварка отдельных непроваров шва с последующей зачисткой этих мест.

Технические требования к трубам, нормируемым по ГОСТ 10706. Концы труб должны быть обрезаны под прямым углом. Предельные отклонения по косине реза допускаются:

2,5 мм – при наружном диаметре труб 426–720 мм
3,5 мм – » » » » 820–1020 мм
4,5 мм – » » » » 1120–1420 мм
5,5 мм – » » » » 1620 мм

На концах труб должны быть выполнены фаски под углом 25–30 °к торцу трубы и торцовое кольцо (притупление) шириной 1–3 мм для труб диаметром до 1020 мм и шириной 1–5 мм для труб диаметром свыше 1020 мм.

Трубы диаметром до 820 мм должны иметь не более одного продольного и одного поперечного шва, а диаметром 820 мм и свыше – 2 продольных и 1 поперечного шва (с согласия потребителя количество поперечных швов может быть увеличено). При наличии поперечного шва продольные швы смещаются относительно друг друга на расстояние не менее 100 мм.

Высота валика усиления наружных продольных и поперечных швов должна соответствовать нормам:

0,5–3 мм – при толщине стенки до 8 мм
0,5–3,5 мм – » » » 8–14мм
0,5–4 мм – » » » 14–17 мм
0,5–5 мм – » » » св. 17 мм

В местах ремонта швов и прихваток допускается увеличение высоты валика усиления на 1 мм. На трубах, сваренных односторонней сваркой, допускается западание валика на глубину до 10 % толщины стенки трубы с плавным переходом к основному металлу (толщина шва в месте западания должна быть на 10 % выше минимально допустимой толщины стенки). Высота валика усиления по центру внутреннего шва должна быть не менее 0,5 мм. На концах труб на длине не менее 150 мм допускается снимать усиление внутреннего шва до высоты 0–0,5 мм.

Не допускаются трещины, плены, раковины, расслоения, закаты на поверхности труб. Незначительные забоины, рябизна, вмятины, мелкие риски, тонкий слой окалины, следы зачистки и заварки дефектов допускаются, если они не выводят толщину стенки за пределы отклонения.

Допускаются продольные риски глубиной не более 0,2 мм, наносимые при автоматической сварке для направления шва. Разрешается заварка дефектов труб с последующей зачисткой места сварки и повторным гидравлическим испытанием.

Требования к качеству поверхности труб, изготовленных по ГОСТ 10705 и ГОСТ 10706, аналогичные.

Технические требования к трубам, изготовляемым по ГОСТ 10704. Стальные электросварные прямошовные трубы (табл. 3.1.1.3–3.1.1.6) изготавливаются немерной, мерной и кратной длины двух классов точности:

1 – с обрезкой концов и снятием заусенцев вне линии стана; 2 – с порезкой на линии стана. По заказу потребителя трубы мерной и кратной длины 2-го класса точности поставляются с заторцованными концами.

Таблица 3.1.1.3

Номенклатура по диаметрам и длинам стальных электросварных прямошовных труб по ГОСТ 10704

Наружный диаметр, мм	Длина (не менее), м	Наружный диаметр, мм	Длина, м
Трубы немерной длины		Трубы мерной длины	
≤ 30	2	≤ 70	5–9
30 ÷ 70	3	70 ÷ 219	6–9
70 ÷ 152	4	219 ÷ 426	10–12
> 152	5		

Примечания: 1. Трубы диаметром свыше 426 мм изготавливаются только немерной длины. По согласованию с потребителем трубы диаметром от 70 до 219 мм могут поставляться длиной 6–12 м.

2. Трубы кратной длины могут изготавливаться любой кратности, не превышающей нижнего предела, установленного для мерных труб. При этом общая длина кратных труб не должна превышать верхнего предела мерных труб. Припуск для каждого реза устанавливается по 5 мм (если в заказе не оговорен другой припуск). Предельные отклонения по общей длине кратных труб не должны превышать 15 мм для труб 1-го класса точности и 100 мм для труб 2-го класса точности.

3. Предельные отклонения по длине мерных труб должны составлять:

+10 мм – для труб 1-го класса точности длиной до 6 м
+15 мм – » » » » » » св. 6 м
+50 мм – для труб 2-го класса точности длиной до 6 м
+70 мм – » » » » » » св. 6 м

4. По заказу потребителя трубы групп А и Б диаметром более 152 мм должны поставляться длиной не менее 10 м; трубы всех групп диаметром до 70 мм – длиной не менее 4 м.

5. В партии труб немерной длины допускается до 3 % (по массе) укороченных труб (не менее):

1,5 м – при диаметре труб до 70 мм
2 м – » » » » 152 мм
4 м – » » » » 426 мм

Предельные отклонения по толщине стенки труб диаметром до 152 мм не должны превышать ±10%; при диаметре труб 152 мм и свыше они зависят от требований ГОСТ 19903 для максимальной ширины листа нормальной точности. Для труб диаметром свыше 76 мм допускается утолщение стенки у грата на 0,15 мм.

Справочник по гидравлике

Таблица 3.1.1.4

Предельные отклонения по наружному диаметру труб

Наружный диаметр труб, мм	Предельные отклонения по наружному диаметру при точности изготовления (±)	
	обычной	повышенной
10	0,2 мм	–
10 ÷ 30	0,3 мм	0,25 мм
30 ÷ 51	0,4 мм	0,35 мм
51 ÷ 193,7	0,8%	0,7%
193,7 ÷ 426	0,75%	0,65%
426 ÷ 1020	0,7%	0,65%
> 1020	0,6%	6 мм

Таблица 3.1.1.5

Предельные отклонения по наружному диаметру торцов труб по ГОСТ 10704

Наружный диаметр труб, мм	Предельные отклонения по диаметру торцов труб при точности изготовления (±), мм	
	повышенной	обычной
478 ÷ 720	1,5	2,5
720 ÷ 1020	2	2,5
> 1020	3,45	4

Таблица 3.1.1.6

Размеры, мм, и масса, кг, стальных электросварных прямошовных труб по ГОСТ 10704

Наружный диаметр, мм	Теоретическая масса 1 м труб при толщине стенки, мм											
	3	3,2	3,5	3,8	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9
70	4,6	5,27	5,74	6,2	6,51	–	–	–	–	–	–	–
73	5,18	5,51	6	6,48	6,81	–	–	–	–	–	–	–
76	5,4	5,75	6,26	6,77	7,1	7,93	8,75	9,56	–	–	–	–
83	5,92	6,3	6,86	7,42	7,79	8,71	9,62	10,51	–	–	–	–
89	6,36	6,77	7,38	7,98	8,38	9,38	10,36	11,33	–	–	–	–
95	–	7,24	–	–	–	–	11	–	–	–	–	–
102	7,32	7,8	8,5	9,2	9,67	10,82	11,96	13,09	–	–	–	–
108	7,77	8,27	9,02	9,76	10,26	11,49	12,7	13,9	–	–	–	–
114	8,21	8,74	9,54	10,33	10,85	12,15	13,44	14,72	–	–	–	–
127	9,17	9,77	10,66	11,55	12,13	13,59	15,04	16,48	–	–	–	–
133	9,62	10,24	11,18	12,11	12,73	14,24	15,78	17,29	–	–	–	–
140	10,14	10,8	11,78	12,76	13,42	15,04	16,65	18,24	–	–	–	–
152	11,02	11,74	12,82	13,89	14,6	16,37	18,13	19,87	–	–	–	–
159	11,54	12,3	13,42	14,52	15,29	17,15	18,99	20,82	22,64	26,24	29,79	–
168	12,21	13,01	14,2	15,39	16,18	18,14	20,1	22,04	23,97	27,79	31,57	–
177,8	12,93	13,78	15,04	16,31	17,14	19,23	21,31	23,37	25,42	29,49	33,50	–
180					17,36	–	21,58	–	–	–	–	–
193,7	14,11	15,03	16,42	17,8	18,71	21,0	23,27	25,53	27,77	32,3	36,64	–
219	15,98	17,03	18,6	20,17	21,21	23,8	26,39	28,39	31,52	36,6	41,6	46,61
244,5	17,87	19,04	20,8	22,56	23,72	26,63	29,53	32,42	35,42	41,0	46,66	52,27
273	–	–	23,26	25,23	26,54	29,8	33,05	36,28	39,51	45,92	52,28	58,6
325	–	–	–	–	31,67	35,57	39,46	43,34	47,2	54,9	62,54	70,14
355,6	–	–	–	–	34,68	38,96	43,23	47,49	51,73	60,18	68,58	76,93
377	–	–	–	–	36,79	41,34	45,87	50,39	54,9	63,87	72,8	81,68
426	–	–	–	–	41,63	46,78	51,91	57,04	62,15	72,33	82,47	92,55
(478)	–	–	–	–	–	–	58,32	64,09	69,84	81,31	92,73	104,1
530	–	–	–	–	–	–	64,74	71,14	77,54	90,28	102,99	115,64
630	–	–	–	–	–	–	–	–	–	107,55	122,72	137,83
720	–	–	–	–	–	–	–	–	–	123,09	140,5	157,8
(810)	–	–	–	–	–	–	–	–	–	138,6	158,2	177,8
820	–	–	–	–	–	–	–	–	–	140,35	160,2	180
920	–	–	–	–	–	–	–	–	–	157,61	179,93	202,2

Продолжение табл. 3.1.1.6

Наружный диаметр, мм	Теоретическая масса 1 м труб при толщине стенки, мм											
	3	3,2	3,5	3,8	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9
1020	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	199,7	224,4
1120	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	219,39	246,59
1220	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	268,79

Продолжение табл. 3.1.1.6

Наружный диаметр, мм	Теоретическая масса 1 м труб при толщине стенки, мм										
	10	11	12	(13)	14	(15)	16	17	18	19	20
355,6	85,23	–	–	–	–						
377	90,51	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
426	102,59	112,58	122,52	–	–	–	–	–	–	–	–
(478)	115,42	126,69	137,91	–	–	–	–	–	–	–	–
530	128,24	140,79	153,3	165,75	178,15	202,82	215,07	221,18	227,28	239,44	251,55
630	152,9	167,92	182,89	197,81	212,68	242,27	257	264,34	271,67	286,3	300,87
720	175,1	192,33	209,52	226,66	243,75	277,79	294,73	303,18	311,62	328,47	345,26
820	199,76	219,46	239,12	258,72	278,28	317,2	336,65	346,34	356,01	375,32	394,58
920	224,42	246,59	268,71	290,78	312,81	356,7	378,58	389,5	400,4	422,18	443,91
1020	249,08	273,72	298,31	322,84	347,33	396,16	420,5	432,65	444,79	469,04	493,23
1120	273,74	300,85	327,9	354,9	381,9	435,62	462,43	475,81	481,19	515,89	542,55
1220	298,4	327,97	357,49	386,96	416,38	475,08	504,35	518,97	533,58	562,75	591,88
1420	347,73	382,23	416,68	451,08	485,44	554	588,2	605,29	622,36	656,46	690,52

Примечания: 1. Размеры труб, заключенные в скобки, при новом проектировании применять не рекомендуется.
2. По согласованию изготовителя с потребителем допускается изготовление труб со стенками толщиной, не предусмотренной таблицей.
3. При поставке труб по ГОСТ 10706 теоретически масса увеличивается на 1% за счет швов.

3.1.1.4. Трубы стальные горяче-, холодно- и теплодеформированные

Технические требования к стальным бесшовным горячедеформированным трубам определяются по ГОСТ 8731, а к холодно- и теплодеформированным – по ГОСТ 8733.

Размеры горячедеформированных труб и предельные отклонения по ним должны соответствовать требованиям ГОСТ 8732 (табл. 3.1.1.7, 3.1.1.8).

Таблица 3.1.1.7

Размеры и масса стальных горячедеформированных труб по ГОСТ 8732

$D_у$, мм	$D_н$ × толщина стенки, мм	Линейная плотность труб, кг/м	$D_у$, мм	$D_н$ × толщина стенки, мм	Линейная плотность труб, кг/м
20	25 × 3	1,63		133 × 7	21,75
25	32 × 3,5	2,46	150	159 × 4,5	17,5
40	45 × 4	4,04		159 × 7	26,24
50	57 × 3,5	4,62	175	194 × 5	23,31
	57 × 6	7,55		194 × 8	36,7
70	76 × 3,5	6,26	200	219 × 6	31,52
	76 × 6	10,36		219 × 7	36,6
80	89 × 3,5	7,38		219 × 8	41,63
	89 × 6	12,28	250	273 ×7	45,92
100	108 × 4	10,76		273 ×9	58,6
	108 × 7	17,44	300	325 ×9	70,14
125	133 × 4	12,73		325 ×10	77,68

Продолжение табл. 3.1.1.7

$D_у$, мм	$D_н$ × толщина стенки, мм	Линейная плотность труб, кг/м	$D_у$, мм	$D_н$ × толщина стенки, мм	Линейная плотность труб, кг/м
350	377 ×9	81,68		530 × 14	178,16
	377 ×10	90,51	600	630 × 9	137,83
400	426 × 10	102,59		630 × 14	212,68
	426 × 11	112,58	700	720 × 9	157,81
450	480 × 9	104,54		720 × 14	243,75
	480 × 12	138,5	800	820 × 9	180,00
350	377 ×9	81,68		820 × 14	278,28
500	530 × 9	115,64	600	630 × 9	137,83

В зависимости от показателей качества горячедеформированные трубы подразделяются на группы: А – с нормированием механических свойств; Б – с нормированием химического состава из спокойной стали; В – с нормированием механических свойств и химического состава; Г – с нормированием химического состава, с контролем механических свойств на термообработанных образцах; Д – без нормирования механических свойств и химического состава, но с нормированием гидравлического давления.

Трубы всех видов, работающие под давлением (условия работы труб оговариваются в заказе), должны выдерживать испытательное гидравлическое давление, не превышающее 20 МПа (200 кгс/см^2).

Таблица 3.1.1.8

Предельные отклонения по наружному диаметру и толщине стенки стальных бесшовных труб по ГОСТ 8732

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Предельные отклонения по толщине стенки для труб при точности изготовления, %	
		повышенной	обычной
≤ 50	–	± 0,5 мм	± 0,5 мм
50 ÷ 219	–	± 0,8%	± 1 %
> 219	–	± 1 %	± 1,25%
≤ 219	≤ 15	±12,5	±12,5
	15 ÷ 30	+10 –12,5	±12,5
	≥ 30	±10	+10 –12,5
> 219	≤ 15	+12,5 –15	
	15 ÷ 30	+12,5	
	≥ 30	+10 –12,5	

Концы труб должны быть обрезаны под прямым углом (при этом допускается образование фаски под углом не менее 70 °к оси трубы) и зачищены от заусенцев, при удалении которых допускается образование фаски.

По требованию заказчика на концах труб с толщиной стенки от 5 до 20 мм должны быть сняты фаски под углом 35–40 °и оставлено торцовое кольцо шириной 1–3 мм.

На поверхности труб не должно быть трещин, плен, рванины и закатов. Допускаются отдельные незначительные забоины, вмятины, риски, тонкий слой окалины, следы зачистки дефектов и мелкие плены, если они не выводят толщину стенки за пределы минусовых отклонений.

Овальность и разностенность труб не должны выводить их размеры за предельные отклонения соответственно по наружному диаметру и толщине стенки.

Кривизна любого участка трубы на 1 м длины (по ГОСТ 8732) не должна превышать:

1,5 мм – для труб с толщиной стенки до 20 мм
2 мм – » » » » » от 20 до 30 мм
4 мм – » » » » » св. 30 мм

Размеры холодно- и теплодеформированных труб и предельные отклонения по ним должны соответствовать требованиям ГОСТ 8734 и ГОСТ 9567 (табл. 3.1.1.9, 3.1.1.10).

В зависимости от показателей качества холодно- и теплодеформированные трубы подразделяются на группы: Б – с нормированием химического состава из спокойной стали; В – с нормированием механических свойств и химического состава; Г – с нормированием химического состава, с контролем механических свойств на термообработанных образцах; Д – без нормирования механических свойств и химического состава, но с нормированием гидравлического давления; Е – после специальной термической обработки.

Таблица 3.1.1.9

Размеры и масса стальных холодно- и теплодеформированных труб по ГОСТ 8734

D_y, мм	$D_н$ × толщина стенки, мм	Линейная плотность труб, кг/м	D_y, мм	$D_н$ × толщина стенки, мм	Линейная плотность труб, кг/м
10	14×1,6	0,489	25	32×2	1,48
	14×3	0,814		32×4	2,762
15	18×1,6	0,647	32	38×2	1,776
	18×3	1,11		38×4	3,354
20	25×1,6	0,923	40	45×2,5	2,62
	25×3	1,628		45×3,2	3,299

Таблица 3.1.1.10

Предельные отклонения по наружному диаметру и толщине стенки стальных бесшовных труб по ГОСТ 8734

Размеры труб	Предельные отклонения	Размеры труб	Предельные отклонения
Наружный диаметр, мм:		Толщина стенки, мм:	
4 ÷ 10	± 0,15 мм	≤ 1	± 0,1 2 мм
10 ÷ 30	± 0,30 мм	1 ÷ 5	± 10%
30 ÷ 50	± 0,40 мм	1 ÷ 2,5 при диаметре ≥110	± 12%
>50	± 0,8%	> 5	± 8%

Трубы изготавливаются термически обработанными. Без термической обработки изготавливаются трубы, у которых отношение наружного диаметра $D_н$ к толщине стенки s равно 50 и более, а также по заказу потребителя.

Кривизна любого участка трубы на 1 м длины (по ГОСТ 8734) не должна превышать:

3 мм – для труб диаметром от 4 до 8 мм
2 мм – » » » от 8 до 10 мм
1,5 мм – » » » св. 10 мм
1 мм – » » » от 20 до 90 мм
(1 мм – по требованию потребителя).

С согласия потребителя трубы могут поставляться с комбинированными предельными отклонениями, например по наружному диаметру – повышенной точности по ГОСТ 9567, а по толщине стенки – обычной точности либо с односторонним допуском на размеры.

3.1.1.5. Трубы стальные электросварные со спиральным швом

Стальные электросварные трубы со спиральным швом общего назначения (табл. 3.1.1.11–3.1.1.13) применяются для прокладки магистральных газо- и нефтепроводов. В зависимости от показателей качества они подразделяются на группы – А, Б, В, Д по ГОСТ 8696. Трубы изготавливаются дли-

Справочник гидравлике

ной от 10 до 12 м. В партии допускается 5% укороченных труб длиной не менее 6 м. Трубы изготавливаются с наружным и внутренним швами. Допускается поперечный шов стыка рулонов и один кольцевой шов, выполненные двусторонней сваркой (кольцевой шов на трубах диаметром 159–377 мм выполняется односторонней сваркой). На трубах диаметром 1420 мм и более допускается четыре поперечных шва. Поперечный шов может выходить на торец трубы и пересекаться с кольцевым швом. Место пересечения спирального шва с поперечным швом стыка рулонов должно находиться на расстоянии не менее 300 мм от торца или кольцевого шва.

Высота валика усиления наружного шва должна находиться в следующих пределах:

для обычной точности:
0,5–3 мм – при толщине стенки труб до 10 мм
0,5–3,5 мм – » » » » св. 10 до 14 мм
0,5–4,5 мм – » » » » св. 15 до 20 мм
0,5–5 мм – » » » » 20 мм и более
для повышенной точности:
0,5–3,2 мм – при толщине стенки труб от 10 до 14 мм
0,5–4,5 мм – » » » » 15 мм и более

Таблица 3.1.1.11

Предельные отклонения по наружному диаметру стальных электросварных труб

Наружный диаметр, мм	Предельные отклонения по наружному диаметру при точности изготовления (±), мм	
	обычной	повышенной
159	1,5	1,4
159 ÷ 273	2	1,8
273 ÷ 377	2,5	2,2
377 ÷ 720	2	1,6
720 ÷ 920	2,5	1,6
1020	3	1,6
1020 ÷ 1410	3,5	1,6
1620	4	3,5
1620 ÷ 2520	0,3%	4,5

Таблица 3.1.1.12

Предельное смещение кромок по шву стальных электросварных труб

Наружный диаметр, мм	Предельные смещения кромок при точности изготовления	
	обычной	повышенной
< 530	25 % номинальной толщины	–
530 ÷ 1420 с толщиной стенки до 14 мм	< 3 мм	–
1420 ÷ 2520 с толщиной стенки ≥ 14 мм	5 мм	2,2 мм
Трубы группы Б	30 %, местное (на участках до 10 % длины шва)	1,6 мм
530 ÷ 1420 при толщине стенки, мм:	–	
4		1 мм
5		1,2 мм
6		1,4 мм
7		1,6 мм
1620 ÷ 2520	–	15 % номинальной толщины

Для внутреннего шва высота валика усиления должна быть не менее 0,5 мм. На внутреннем шве допускаются седловина или отдельные углубления не более 2 мм при условии, что толщина шва в месте углубления не менее чем на 1 мм превышает допускаемую минимальную толщину стенки трубы. Предельные отклонения по толщине стенки должны соответствовать предельным отклонениям по толщине листа металла (в соответствии с ГОСТ 19903). Овальность труб не должна превышать 2% номинального наружного диаметра, а труб повышенной точности – 1% номинального наружного диаметра. Общая кривизна труб не должна превышать 0,2% их длины, а труб повышенной точности изготовления — 0,1%.

Концы труб следует обрезать под прямым углом. Косина среза не должна превышать 2 мм, а для труб диаметром ≥ 1420 мм с толщиной стенки ≥ 14 мм по соглашению изготовителя и потребителя – 4 мм.

На концах труб снимается фаска под углом 25–30 °к торцу трубы и оставляется торцовое кольцо 1–3 мм при толщине стенки трубы 4–7 мм. Для труб с толщиной стенки 8–14 мм ширина торцового кольца не должна превышать 1–4 мм, а для труб с толщиной стенки 15–25 мм соответственно 1–6 мм. Ширина торцового кольца не контролируется в зоне шва на расстоянии 80 мм.

Таблица 3.1.1.13

Размеры и масса стальных электросварных труб

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Линейная плотность труб, кг/м, при толщине стенки, мм											
		3,5	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
150	159	13,62	15,52	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
200	219	–	21,53	26,79	–	–	–	–	–	–	–	–	–
250	273	–	26,94	33,55	–	–	–	–	–	–	–	–	–
300	325	–	32,15	40,05	47,91	–	–	–	–	–	–	–	–
350	377	–	37,35	46,56	55,72	–	–	–	–	–	–	–	–
400	426	–	42,25	52,69	63,05	73,41	83,7	–	–	–	–	–	–
450	480	–	47,66	59,45	71,18	82,87	94,51	–	–	–	–	–	–

Продолжение табл. 3.1.1.13

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Линейная плотность труб, кг/м, при толщине стенки, мм											
		3,5	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
500	530	–	52,66	65,7	78,69	91,63	104,5	117,4	–	–	–	–	–
600	630	–	–	78,22	93,71	109,1	124,5	139,9	155,2	–	–	–	–
700	720	–	–	89,48	107,2	124,9	142,6	160,2	177,7	195,2	212,6	–	–
800	820	–	–	102	122,3	142,4	162,6	182,7	202,7	222,7	242,7	–	–
900	920	–	–	–	–	–	182,6	205,2	227,8	250,3	272,7	–	–
1000	1020	–	–	–	152,3	177,5	202,6	227,7	252,8	277,8	302,8	–	–
1200	1220	–	–	–	–	212,5	242,7	272,8	302,9	332,9	362,8	–	–
1400	1420	–	–	–	–	–	282,7	317,8	352,9	388	422,9	457,9	492,7

Примечание: Теоретическая масса труб вычислена с учетом усилений швов при относительной плотности стали 7,85 т/м^3.

3.1.2. Трубы чугунные напорные

3.1.2.1. Трубы чугунные напорные, изготовляемые методом центробежного и полунепрерывного литья

Трубы этого типа изготавливают из серого чугуна с раструбными соединениями по ГОСТ 9583 (табл. 3.1.2.1 и 3.2.1.2). В зависимости от толщины стенки трубы подразделяются на три класса: ЛА, А и Б.

Примечание: Размеры и предельные отклонения установлены для труб без покрытия.

Таблица 3.1.2.1

Размеры и масса чугунных труб

D_y, мм	Размеры цилиндрической части, мм				Масса, кг			
	наружный диаметр	толщина стенки			1 м трубы (без раструба) класса			раструба
		ЛА	А	Б	ЛА	А	Б	
65	81	6,7	7,4	8	11,3	12,4	13,3	4,1
80	98	7,2	7,9	8,6	14,9	16,2	17,5	4,9
100	118	7,5	8,3	9	18,9	20,8	22,3	6,3
125	144	7,9	8,7	9,5	24,5	26,8	29,1	7,8
150	170	8,3	9,2	10	30,5	33,7	36,4	10,2
200	222	9,2	10,1	11	44,6	48,8	52,9	14,6
250	274	10	11	12	60,1	65,9	71,6	20
300	326	10,8	11,9	13	77,6	85,2	92,7	26
350	378	11,7	12,8	14	97,6	106,5	116,1	31,9
400	429	12,5	13,8	15	118,5	130,5	141,4	40,9
500	532	14,2	15,6	17	167,5	183,5	199,4	59,6
600	635	15,8	17,4	19	222,9	244,8	266,6	79,5
700	738	17,5	19,3	21	287,2	316	342,9	102
800	842	19,2	21,1	23	359,8	394,6	429	136
900	945	20,8	22,9	25	437,8	480,9	523,9	174
1000	1048	22,5	24,8	27	525,6	578	627,9	222

Таблица 3.1.2.2

Нормы испытательного гидравлического давления

Условный проход D_y, мм	Испытательное давление, МПа, для труб класса		
	ЛА	А	Б
300	2,5	3,5	4
300 ÷ 600	2	3	3,5
> 600	2	2,5	3

3.1.2.2. Трубы чугунные напорные со стыковым соединением под резиновые уплотнительные манжеты

Размеры и масса труб чугунных напорных с резиновыми уплотнительными манжетами, обеспечивающими герметичность стыковых соединений, должны соответствовать ГОСТ 21053 (табл. 3.1.2.3–3.1.2.6). В зависимости от толщины стенки трубы подразделяются на три класса: ЛА, А и Б.

Трубы предназначены для строительства напорных трубопроводов, транспортирующих неагрессивные к резиновым манжетам среды с рабочим давлением не более 0,4 испытательного гидравлического давления, на которое трубы испытываются на заводе-изготовителе.

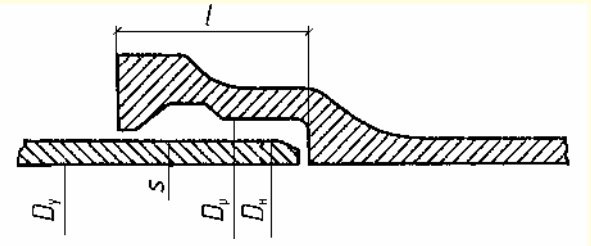
Трубы поставляются: мерной длины (табл. 3.1.2.3, 3.1.2.4); немерной длины – в интервале значений длин L_{min} – L_{max}, указанных в табл. 3.1.2.3, 3.1.2.4, и длиной до L_{max} + 500 мм.

Примечания: 1. Допускается поставка 10% труб длиной меньше указанной в табл. 3.1.2.3, 3.1.2.4: на 20% – для труб с условным проходом D_y до 150 мм включительно и на 25% – для труб с D_y > 150 мм.

2. По соглашению изготовителя с потребителем количество укороченных труб может быть увеличено.

Таблица 3.1.2.3

Размеры и масса труб чугунных напорных со стыковым соединением под резиновые уплотнительные манжеты



D_y, мм	Наружный диаметр $D_н$, мм	Толщина стенки s, мм	Масса трубы, кг, при длине l, мм					Масса 1 м трубы без раструба, кг
			2	3	4	5	6	
Трубы класса ЛА								
65	81	6,7	26,8	38,1	–	–	–	11,3
80	98	7,2	–	49,7	–	–	–	14,9
100	118	7,5	–	62,9	81,8	101	–	18,9
150	170	8,3	–	101	132	162	193	30,5

Подвойный Дровник

Продолжение табл. 3.1.2.3

$D_у$, мм	Наружный диаметр $D_н$, мм	Толщина стенки s, мм	Масса трубы, кг, при длине l, мм					Масса 1 м трубы без раструба, кг
			2	3	4	5	6	
200	222	9,2	–	–	195	236	281	44,6
250	274	10	–	–	256	319	379	60,1
300	326	10,8	–	–	334	412	489	77,6
Трубы класса А								
65	81	7,4	29	41,4	–	–	–	12,4
80	98	7,9	–	53,6	–	–	–	16,2
100	118	8,3	–	68,6	89,4	110	–	20,8
150	170	9,2	–	111	144	178	212	33,7
200	222	10,1	–	–	209	258	306	48,8
250	274	11	–	–	282	348	414	65,9
300	326	11,9	–	–	364	450	535	85,2
Трубы класса Б								
65	81	8,0	30,8	44,1	–	–	–	13,3
80	98	8,6	–	57,5	–	–	–	17,5
100	118	9	–	73,1	95,4	118	–	22,3
150	170	10	–	119	155	192	228	36,4
200	222	11	–	–	225	278	331	52,9
250	274	12	–	–	305	376	448	71,6
300	326	13	–	–	394	487	580	92,7

Трубы поставляются потребителю в комплекте с резиновыми манжетами, изготовленными по ТУ из резины ИРП-1131 и ИРП-1109А (табл. 3.1.2.6). Манжеты изготавливают двух типоразмеров: Б-1 и Б-2. Манжетой Б-1 комплектуют трубы с отклонением по наружному диаметру цилиндрической части $D_н$ и от 0 до плюс $(4,5 + 0,0015D_0)$, манжетой Б-2 – трубы с отклонением по наружному диаметру цилиндрической части трубы $D_н$ от 0 до минус $(4,5 + 0,0015\ D_0)$ мм. Эластичность уплотненных манжет должна сохраняться в интервале температур от –20 до +50 °С. Поверхность манжет должна быть гладкой, без трещин, пузырей, посторонних включений и других дефектов, влияющих на эксплуатационные качества манжет. На рабочей поверхности манжет не допускается выступов и углублений более 1 мм (при диаметре до 3 мм) и числом более трех (на всей поверхности манжеты).

Таблица 3.1.2.4

Размеры и масса раструбов

$D_у$, мм	$D_н$, мм	D_1, мм	D_2, мм	$D_р$, мм	l, мм	Масса, кг
65	81	91	109	97	80	4,2
80	98	108	126	116	80	5,0
100	118	131	148	136	85	6,2
150	170	183	204	191	90	9,7
200	222	235	260	246	90	13,5
250	274	287	313	299	95	18,2
300	326	339	366	352	100	23,6

Таблица 3.1.2.5

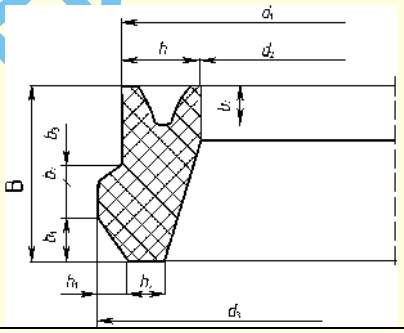
Предельные отклонения по размерам труб чугунных напорных со стыковым соединением под резиновые уплотнительные манжеты

Условный	Предельные отклонения (±), мм		
	по наружному диаметру цилиндрической	по внутренним диаметрам раструба	
		$D_р$	D_1 и D_2
65	4,6	1,06	1,56
80	4,62	1,08	1,58
100	4,65	1,10	1,6
150	4,73	1,15	1,65
200	4,8	1,20	1,7
250	4,87	1,25	1,75
300	4,95	1,3	1,8

Примечания: 1.По глубине раструба l предельные отклонения не должны превышать ± 5 мм, а по длине трубы – ± 20 мм.
2. Овальность не должна превышать предельных отклонений по $D_н$.

Таблица 3.1.2.6

Размеры и масса самоуплотняющихся манжет типа Б-1 и Б-2



$D_у$, мм	Размеры, мм											Масса (справочная), г
	b_1	b_2	b_3	b_4	h_1	h_2	d_2	d_3	d_1	h	B	
65	11	5	3	10	4	7/9	74/68	109	97	11,5/14,5	35	160/200
80	11	6	3	10	6	7/10	89/83	128	116	13,5/16,5	40	180/220
100	11	6	3	10	6	7/10	109/103	148	136	13,5/16,5	40	210/260
150	13	7	3	10	6	7/10	139/153	204	191	16/19	45	390/460
200	14	7	3	10	7	8/11	210/202	260	246	16/22	46	600/700
250	14	7	3	10	7	8/12	261/252	313	299	19/23,5	47	740/930
300	14	7	3	10	7	9/13	313/304	366	352	19,5/24,6	47	930/1150

Примечание: Над чертой приведены данные для манжет Б-1, под чертой Б-2.

Справочник гидравлика

3.1.3. Трубы асбестоцементные

3.1.3.1. Трубы асбестоцементные для напорных трубопроводов

Асбестоцементные напорные трубы (табл. 3.1.3.1.–3.1.3.3), применяемые при строительстве наружных систем водоснабжения и мелиорации, изготовляются по ГОСТ 539 четырех классов: ВТ6, ВТ9, ВТ12, ВТ15 на максимальное рабочее давление соответственно 0,6; 0,9; 1,2; 1,5 МПа. Трубы каждого класса в зависимости от пропускной способности (внутреннего диаметра) и длины подразделяются на три типа: 1, 2 и 3. Класс труб выбирается расчетом при проектировании трубопровода с учетом условий эксплуатации. Рабочим давлением определено максимальное гидравлическое давление, при котором применяются трубы данного класса без учета внешней нагрузки.

Для соединения труб применяются асбестоцементные муфты типа САМ по ГОСТ 539 (табл. 3.1.3.4) или чугунные муфты по ГОСТ 17584 (табл. 3.1.3.5 и 3.1.3.6), а для уплотнения муфтовых соединений – резиновые кольца по ГОСТ 5228. Трубы должны поставляться комплектно с муфтами и резиновыми кольцами единого класса качества (табл. 3.1.3.7 и 3.1.3.8).

Концы труб должны быть чисто обрезаны перпендикулярно к оси трубы и обточены под углом 20–25°; внутренняя поверхность муфт также должна быть обточена. В сопряжении внутренней поверхности труб и торцов допускаются закругления или фаски шириной не более 5 мм. На обточенных поверхностях труб и муфт не должно быть сдиров и вмятин.

Длина конусной части асбестоцементных труб при условном проходе D_y = 100–150 мм составляет 6–10 мм, а труб $D_y \geq 200$ мм – соответственно 12–18 мм.

Допускаемые отклонения от прямолинейности труб:

12 мм – при длине труб 2950 мм
12 мм – » » » 3950 мм
18 мм – » » » 5000 мм
24 мм – » » » 5950 мм

Отклонения размеров асбестоцементных муфт от номинальных не должны превышать: по длине +5 мм; по внутреннему диаметру +0,5 и –1 мм.

Таблица 3.1.3.1

Нормируемые величины рабочего давления для асбестоцементных труб и муфт по ГОСТ 539

Класс труб	Тип муфт	Величина рабочего давления	
		МПа	кгс/см^2
ВТ 6	САМ 6	0,6	6
ВТ 9	САМ 9	0,9	9
ВТ 12	САМ 12	1,2	12
ВТ 15	САМ 15	1,5	15

Таблица 3.1.3.2

Предельные отклонения по размерам асбестоцементных напорных труб по ГОСТ 539

D_y, мм	Предельные отклонения, мм	
	по наружному диаметру обточенных концов труб	по толщине стенок обточенных концов труб
100	–1,5	+1,5; –2
150		
200	–2	+1,5; –2,5
250		
300	–2,5	+2; –3
350		
400	–3	+3;–4
500		

Примечания: 1. Предельные отклонения по длине труб не должны превышать –50 мм.
2. Предельные отклонения размеров от номинальных значений диаметров и длин обточенных концов труб не нормируются.

Таблица 3.1.3.3

Размеры и масса асбестоцементных труб по ГОСТ 539

Условный проход D_y, мм	Внутренний диаметр трубы классов, мм				Наружный диаметр обточенного конца, мм	Толщина стенок обточенного конца трубы классов, мм				Длина, мм	Масса 1 м трубы классов, кг			
	ВТ6	ВТ9	ВТ12	ВТ15		ВТ6	ВТ9	ВТ12	ВТ15		ВТ6	ВТ9	ВТ12	ВТ15
Трубы первого типа														
100	104	100	96		122	9	11	13		2950	7,8	9,2	10,4	
150	146	141	135		169	11	13,5	16,5			12,9	15,2	17,9	
200	196	189	181		221	14	17,5	21,5			22,1	26,4	31,2	
250	244	235	228		273	15	19,5	23			28,4	35,9	41,1	
300	289	279	270	–	325	17,5	22,5	27	–		40,2	49,4	57,4	–
350	334	322	312		376	19,5	25,5	30,5		3950	50,9	63,7	74	
400	381	368	356		428	23	29,5	35,5			68,8	84,7	98,7	
500	473	465	441		532	27,5	36	43,5			101,6	127,3	149,2	
Трубы второго типа														
200	200	196	188	180	224	12	14	18	22			24,5	30	35,3
250	248	242	234	226	274	13	16	20	24			33,8	40,7	47,3
300	232	286	276	267	324	16	19	24	28,5	5000	–	47,7	57,9	66,7
350	337	329	317	307	373	18	22	28	33			62,5	76,5	87,5
400	385	377	363	352	427	21	25	32	37,5			81,8	100,6	114,8
500	476	466	450	436	528	26	31	39	46			124,7	151,2	173,6
Трубы третьего типа														
200	196	189	181	176	224	14	17,5	21,5	24	5950	–	22,7	26,7	37,7
300	289	279	270	256	324	17,5	22,5	27	34			49,4	57,4	69,4

Примечания: 1. Длина обточенных концов всех труб должна быть не менее 200 мм.
2. Внутренние диаметры труб – справочные для всех типов труб.
3. При расчете массы труб принята влажность 15 %.

Справочник гидравлика

Таблица 3.1.3.4

Размеры и массы асбестоцементных муфт по ГОСТ 539

$D_у$, мм	Внутренний диаметр, мм	Наружные диаметры муфт по их типам, мм				Длина, мм	Масса (справочная) муфт по их типам, кг			
		САМ6	САМ9	САМ12	САМ15		САМ6	САМ9	САМ12	САМ15
100	127	171	175	179	–	140	3,5	3,8	4,5	–
150	173	219	225	231	–	140	4,6	5,2	5,6	–
200	229	277	287	297	307	150	6,9	8,2	9	9,5
250	279	329	341	353	365	150	8,7	10,6	11,5	12,5
300	329	383	397	411	425	150	11,1	13,8	16,5	17
350	379	435	449	463	477	160	14,7	18	20	22
400	433	501	517	533	549	160	20,1	21,8	25	29
500	534	610	626	642	658	160	27,7	32,8	34	36

Примечание: Ширина внутренней обточенной поверхности муфты каждого типа должна быть не менее 6 мм.

Таблица 3.1.3.5

Размеры и массы муфт и соединительных деталей чугунных для асбестоцементных напорных труб по ГОСТ 17584

Размеры труб, мм		$D_у$ тройника, мм	Масса, кг				
			фланцев		втулок		втулок-тройников
$D_у$	$D_н$		ФЧМ	ФЧ	ВЧМ	ВЧ	ВТЧМ
100	122	50	1,4	2,4	1,3	2,2	6
		100	–	–	–	–	9
150	168	50	2	4	2,8	3,4	7,5
		100	–	–	–	–	11,8
		150	–	–	–	–	15,5
200	224	50	2,7	5	4	5	9,8
		100	–	–	–	–	15,2
		150	–	–	–	–	21,3
250	274	–	4,3	7,9	6,9	6,7	–
300	324	100	5,6	8,5	8,8	8,5	20,7
		150	–	–	–	–	28,3
350	373	–	8,2	12,4	10,9	11,2	–
400	427	–	9	14,5	14,4	13,8	–
500	528	–	11,5	20,5	19,5	18,4	–

Примечания: 1. Втулки и фланцы должны отливаться из чугуна марки СЧ 18-36 по ГОСТ 1412.

2. Втулки должны быть водонепроницаемы и выдерживать без разрушения давление 2,5 МПа при условном диаметре $D_у$ < 300 мм и 2 МПа при $D_у$ > 300 мм.

3. При хранении муфты, тройники и полумуфты следует защищать от воздействия атмосферных осадков.

Таблица 3.1.3.6

Основные параметры крепежных деталей муфт и соединительных чугунных деталей по ГОСТ 17584 для асбестоцементных напорных труб

Размеры труб, мм		$D_у$ тройника, мм	Размеры и количество болтов								
			для муфт			для полумуфт			для тройников		
$D_у$	$D_н$		D, мм	L, мм	кол-во, шт.	D, мм	L, мм	кол-во, шт.	D	L	кол-во, шт.
100	122	50	М12	110	3	М16	140	4	М12	180	3
		100	–	–	–	–	–	–	–	220	3
150	168	50	М16	130	3	М20	140	8	М16	180	3
		100	–	–	–	–	–	–	М16	220	3
		150	–	–	–	–	–	–	М16	270	3
200	224	50	М16	130	4	М20	140	8	М16	180	4
		100	–	–	–	–	–	–	М16	220	4
		150	–	–	–	–	–	–	М16	270	4
250	274	–	М20	160	4	М20	150	12	–	–	–
300	324	100	–	–	5	–	–	–	М20	250	5
		150	–	–	–	–	–	–	М20	300	5
350	373	–	М20	180	5	М20	150	16	–	–	–
400	427	–	М20	180	5	М22	150	16	–	–	–
500	528	–	М20	180	5	М22	150	20	–	–	–

Примечания: 1. Болты и гайки должны быть оцинкованы. По согласованию с потребителем допускается поставка неоцинкованных болтов и гаек.

2. Размеры болтов и гаек должны соответствовать ГОСТ 7798 и ГОСТ 5915, а технические требования к ним – ГОСТ 1759.0.

Таблица 3.1.3.7

Условия применения колец резиновых по ГОСТ 5228

Тип кольца	Сечение кольца	Материал, тип и стандарт муфты	Трубопровод	Давление (не более), МПа (кгс/см^2)
САМ	Фигурное	Асбестоцемент, САМ, ГОСТ 539	Водопровод	1,8(18,3)
КЧМ	Круглое	Чугун, ГОСТ 17584	Водопровод, газопровод	1,8(18,3) 0,005(0,05)
ТЧМ	Трапециевидное	Чугун, ГОСТ 17584	Водопровод, газопровод	1,8(18,3) 0,5(5,1)

Примечания: 1. В зависимости от рабочей среды уплотнительные кольца изготавливают из резины 2 групп: для водопроводов – группа 1 (каучук типа СКИ); для газопроводов – группа 2 (каучук СКН).

2. Срок службы колец – не менее 5 лет со дня ввода в эксплуатацию.

Таблица 3.1.3.8

Размеры и массы резиновых колец типа САМ по ГОСТ 5228

D_y трубы, мм	$D_в$ кольца, мм	Масса 1000 шт., кг	D_y трубы, мм	$D_в$ кольца, мм	Масса 1000 шт., кг
100	119	110	300	322	280
150	165	155	350	371	320
200	222	195	400	425	360
250	272	210	500	556	440

Трубы и муфты должны быть прямыми, цилиндрической формы без трещин, обломов и расслоений. На наружных необточенных поверхностях труб и муфт допускаются отпечатки от технического сукна и сдиры глубиной не более 1 мм. На внутренних поверхностях труб допускаются отпечатки от наката форматных скалок, а на внутренних поверхностях муфт – следы от обточки глубиной до 2 мм и длиной не более 20 мм вдоль образующей трубы.

Проверки внешнего вида, формы, размеров, прямолинейности, определение водонепроницаемости, гидравлического давления при разрыве, нагрузок при раздавливании и изгибе должны производиться по ГОСТ.

При хранении трубы и муфты должны быть уложены на ровную площадку в штабеля (по диаметрам, классам и типам), трубы в горизонтальном, а муфты – в вертикальном положении. При неровной площадке под нижний ряд труб должны быть уложены деревянные подкладки, которые следует раскреплять.

Трубы, муфты и резиновые кольца к ним транспортируются железнодорожным транспортом в контейнерах. Допускается перевозка труб без контейнеров, при этом укладывать их в вагоны следует в соответствии с действующими техническими правилами на перевозку асбестоцементных труб. При перевозке труб транспортом других видов они должны быть плотно закреплены. Перевозить трубы в самосвалах запрещается.

Муфты и соединительные чугунные детали (ГОСТ 17584) предназначены для присоединения их к металлическим элементам арматуры и устройства отводов. Герметичность соединений труб обеспечивается за счет сжатия резиновых колец, изготавливаемых по ГОСТ 5228. Муфты и соединительные детали (тройники и полумуфты) состоят из чугунных фланцев и втулки, стягиваемых болтами. Муфты (комплект из фланцев ФЧМ и ВЧМ) предназначены для соединения труб в водопроводах и газопроводах; тройники (комплект из фланцев ФЧМ и втулки-тройники ВТЧМ) – для устройства отводов D_y = 50–150 мм от водопроводов и газопроводов; полумуфты (комплект из фланца ФЧ и втулки ВЧ) – для присоединения металлических фланцев арматуры и соединительных частей к трубам в водопроводах и газопроводах.

Кольца резиновые (ГОСТ 5228) применяются для уплотнения соединений асбестоцементных муфт, чугунных муфт и соединений деталей асбестоцементных труб, эксплуатируемых при t от –50 до +30 °С (табл. 3.1.3.7 и 3.1.3.8). В зависимости от назначения резиновые кольца изготавливают трех типов: САМ, КЧМ и ТЧМ.

Поверхность резиновых колец должна быть гладкой, без трещин, пузырей и посторонних включений. На рабочей поверхности колец допускаются следующие дефекты, не влияющие на качество стыковых соединений: выступы и углубления ≤ 1 мм диаметром ≤ 3 мм – не более 3 на одно кольцо; отклонение от геометрической формы сечения кольца (смещение по плоскости разъема пресс-форм, овальность и др.) ≤ 1 мм. На рабочей поверхности не допускаются: посторонние включения глубиной более 1 мм; следы от обрезки кромок более 2 мм по всему периметру кольца; углубления (возвышения) в отдельных местах (пузыри, раковины, следы от пресс-форм) глубиной (высотой) более 3 мм не более 6 на одно кольцо. Допускается согласование внешнего вида кольца по образцам, утвержденным в установленном порядке.

3.1.3.2. Трубы асбестоцементные для безнапорных трубопроводов

Асбестоцементные трубы и муфты к ним (табл. 3.1.3.9), применяемые при устройстве наружных трубопроводов систем водоотведения, мелиорации, дренажных и телефонных систем, изготавливают по ГОСТ 1839.

Таблица 3.1.3.9

Размеры, массы асбестоцементных труб и муфт для безнапорных трубопроводов

D_y, мм	Диаметр и предельные отклонения, мм		Толщина стенки и предельные отклонения, мм	Длина и предельные отклонения, мм	Масса (справочная), кг
	внутренний	наружный			
Трубы					
100	100	118 ±2,5	9 ±1,5	2950;3950 –50	18; 24
150	141	161 ±2,5	10 ±1,5	2950;3950 –50	27,7; 37,1
200	189	211 ±2,5	11 ±1,5	3950 –50	52,1
300	279	307 ±3	14 ±2	3950 –50	98,8
400	368	402 ±3	17 ±2	3950 –50	160
Муфты					
100	140 +1,5	160	10 ±1,5	150+3	1,4
	–1				
150	188 ±2	212	12 ±1,5	150+3	2,3
200	234 ±2	262	14 ±1,5	150+3	3,4
300	334 ±3	366	16 ±1,5	150+3	5,2
400	441+3	477	18 ±1,5	180+3	9,2

Примечание: Трубы и муфты не должны иметь трещин, обломов и расслоений.

Справочник по гидравлике

При испытании трубы и муфты должны выдерживать гидравлическое давление не менее 0,4 МПа, а трубы и муфты высшей категории качества – не менее 0,6 МПа. Испытание труб и муфт должно производиться в соответствии с ГОСТ 11310.

Допускаемые отклонения от прямолинейности при длине труб 2950 мм составляют 12 мм, а при длине 3950 мм – не более 16 мм.

3.1.4. Трубы керамические

Керамические канализационные трубы, применяемые при устройстве безнапорных производственных и хозяйственно-бытовых канализационных сетей, а также при прокладке сетей в агрессивных подземных водах, изготовляют по ГОСТ 286 (табл. 3.1.4.1, рис. 3.1.4.1).

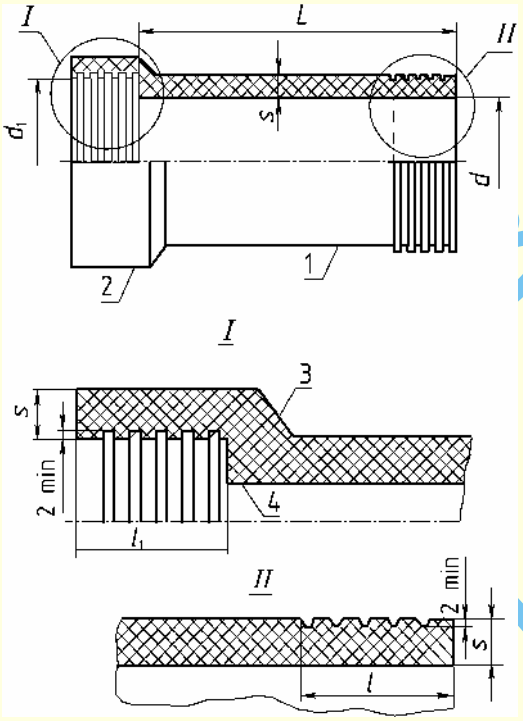


Рис. 3.1.4.1. Керамическая канализационная труба:
1 – ствол трубы; *2* – раструб трубы; *3* – внешнее плечико раструба; *4* – внутреннее плечико раструба

Керамические трубы должны соответствовать следующим требованиям:

1. Иметь на наружной стороне конца ствола и внутренней стороне раструба не менее пяти нарезок-канавок глубиной не менее 2 мм; на отдельных участках допускается уменьшение глубины нарезок до 1 мм при условии, что суммарная длина канавок такой глубины не превышает 50 мм.

2. Не иметь трещин и отколов и при постукивании стальным молоточком массой 200 г издавать чистый недребезжащий звук.

3. Овальность ствола и раструба трубы не должна превышать значений предельных отклонений от размеров их диаметров.

4. Конусность раструба по его внутреннему диаметру не должна превышать 8 мм.

5. Быть прямолинейными по всей длине; искривление (стрела прогиба) на 1 м ствола не должно превышать, мм, для труб с внутренним диаметром;

150–250 мм – 11 (8 – для высшей категории)
300–600 мм – 9 (7 – » » »).

6. Быть водонепроницаемыми и при испытании выдерживать внутреннее гидравлическое давление не менее 0,15 МПа;

7. При испытании внешней нагрузкой на механическую прочность выдерживать давление на 1 м длины ствола, кН/м (не менее):

Внутренний диаметр, мм	Давление (не менее), кН/м, на 1 м длины ствола труб	
	обычной категории	высшей категории
150–250	20	24
300–450	25	32
500–600	30	35

8. Иметь водопоглощение не выше 8%, а при высшей категории качества не более 7,5%.

9. Иметь кислотостойкость не менее 93%, а при высшей категории качества не менее 94%.

10. Иметь на наружной и внутренней поверхностях равномерное без пропусков покрытие из химически стойкой глазури.

11. Торцовые плоскости трубы должны быть перпендикулярны к горизонтальной плоскости; отклонение от перпендикулярности плоскости торцов (перекос) не должно превышать 4 мм при внутреннем диаметре трубы 150–300 мм и 10 мм при внутреннем диаметре трубы 350–600 мм; на наружной поверхности раструба допускаются упрочняющие продольные ребра в виде утолщений.

В табл. 3.1.4.2 приведены показатели допустимых отклонений (дефектов) от технических условий и соответствующих ГОСТов.

Трубы должны храниться раздельно по размерам, уложенные горизонтально в штабеля высотой не более 1,5 м или в контейнерах (для устойчивости края штабеля укрепляют упорами, под нижний ряд труб подкладывают деревянные подкладки).

Трубы транспортируются в специальных контейнерах предпрятия-изготовителя или потребителя. Контейнеры в транспортном средстве укладывают вплотную рядами в продольном направлении по всей площади и высотой не более 2 рядов.

Таблица 3.1.4.1

Показатели керамических канализационных труб, мм

Ствол труб				Раструб трубы			Номинальная толщина стенки ствола и раструба s (±4)
Внутренний диаметр d		Номинальная длина L (±20)	Номинальная длина нарезки l (±5)	Внутренний диаметр d_1		Номинальная глубина l_1 (±5)	
Номин.	Пред. откл.			Номин.	Пред. откл.		
150	±7	1000; 1100;	60	224	±7	60	19
200		1200; 1300		282			20
250	±9	1400; 1500		340	±9		22
300	±10			398	±10		27
350			70	456		70	28
400		1000; 1100;		510			30
450	±11	1200; 1300; 1400, 1500		568	±11		34
500	±11	1000,1100		622	±11		36
550		1200; 1300	70	678		70	39
600	±12	1400, 1500		734	±12		41

Таблица 3.1.4.2

Показатели допустимых отклонений для керамических труб

Несоответствие техническим условиям	Допустимые показатели (норма для 1 трубы)	
Отсутствие глазури на поверхности:	Общая площадь непокрытого участка не более:	
– внутренней	– 1% поверхности	
– наружной	– 5% »	
Трещины:	Кол-во:	Размер (не более):
– несквозные шириной более 1 мм на внутренней стороне плечика	3 шт.	1,5 ширины плечика
на торцах трубы:		
– несквозные (не проходящие через всю толщину стенки трубы) для труб диаметром, мм:		
150–250	3 шт.	1,5 мм
300–600	3 шт.	2 мм
– сквозные (проходящие через всю толщину стенки трубы) для труб диаметром, мм:		
150–250	2 шт.	1,5 мм
300–600	2 шт.	2 мм
Отдельные выплавки и инородные включения на поверхности:	Длина (не более)	Глубина
– внутренней	10(8) мм	4(3) мм
– наружной	15(10) мм	4(3) мм
Пузыри (вздутия) на внутренней поверхности ствола	До 3 шт. высотой не более 3 мм	

Продолжение табл. 3.1.4.2

Несоответствие техническим условиям	Допустимые показатели (норма для 1 трубы)
Отбитости на торцах труб с внутренней и наружной сторон на ребрах плечика:	Глубина:
– для труб всех диаметров	до 1/3 (1/4) толщины стенки труб; не более 2/3 (1/2) длины нарезки для раструба и 1/2 длины нарезки для ствола труб; на торцах труб шириной не более 1/8 (1/10) длины окружности трубы
на плечике раструба труб:	Ширина: не более 1/8 (1/10) длины окружности трубы
— диаметром 150–300 мм	
— то же, 350–600 мм	то же, не более 1/6 (1/8)

Примечания: 1. Общее число видов показателей на одной трубе не должно быть более 4 шт., а на трубе высшей категории качества – 3 шт.

2. Значения, указанные в скобках, даны для труб высшей категории качества.

По соглашению между предприятием-изготовителем и потребителем трубы могут транспортироваться неупакованными при следующих условиях:

в железнодорожных вагонах трубы укладываются в штабеля и разделяются деревянными щитами, которые расклиниваются деревянными брусками;

в цельнометаллических полувагонах вдоль стенок дополнительно устанавливают вертикально на каждый штабель по два бруска сечением, исключающим касание трубами стенок полувагона. Высота штабеля определяется исходя из того расчета, чтобы давление на нижний ряд не превышало его значений по механической нагрузке;

при первозке водным транспортом трубы укладывают горизонтальными рядами и укрепляют так, чтобы при толчках они не раскатывались и не ударялись одна о другую и о стенки судна;

при перевозке автомобильным транспортом трубы устанавливают вертикально, при этом должны быть приняты меры по предохранению от механических повреждений.

Погрузку труб на транспортные средства и их выгрузку следует производить, соблюдая меры предосторожности, исключающие повреждение труб и транспортных средств.

3.1.5. Трубы железобетонные и бетонные

3.1.5.1. Трубы железобетонные безнапорные

Безнапорные трубы применяются при устройстве подземных безнапорных трубопроводов, транспортирующих самотеком бытовые и атмосферные сточные воды, а также подземные воды и производственные жидкости, неагрессивные по отношению к бетону труб, арматуре и к уплотняющим кольцам стыковых соединений. Изготовляются эти трубы по ГОСТ 6482. Если транспортируемая жидкость или грунты являются агрессивными по отношению к бетону, то трубы должны изготовляться из бетонов, стойких к данному виду агрессии.

Трубы подразделяются на следующие типы:

РТ – раструбные цилиндрические со стыковыми соединениями, уплотняемыми герметиками или другими материалами (табл. 3.1.5.1);

РТБ – раструбные цилиндрические с упорным буртиком на стыковой поверхности втулочного конца и стыковыми соединениями, уплотняемыми с помощью резиновых колец (табл. 3.1.5.2);

РТС – раструбные цилиндрические со ступенчатой стыковой поверхностью втулочного конца и стыковыми соединениями, уплотняемыми с помощью резиновых колец (табл. 3.1.5.3).

Безнапорные трубы подразделяются на три группы по несущей способности:

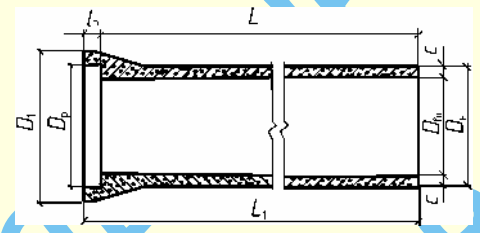
первая – при расчетной высоте засыпки грунтом 2 м
вторая – » » » » » 4 м
третья – » » » » » 6 м;

ФТ – фальцевые цилиндрические со стыковыми соединениями, уплотняемые герметиками или другими материалами (табл. 3.1.5.4);

РТП – раструбные с подошвой и стыковыми соединениями, уплотняемые герметиками или другими материалами (табл. 3.1.5.5);

Таблица 3.1.5.1

Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типа РТ



Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	$D_р$	D_1	c	$l_р$	L	L_1	Масса
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
400	РТ4.50	400	500	530	650	50				0,95
500	РТ5.50	500	620	650	790	60	100		5100	1,4
600	РТ6.50	600	720	750	890					1,7
800	РТ8.50	800	960	990	1170	80		5000		3
1000	РТ10.50	1000	1200	1230	1450					4,6
1200	РТ12.50	1200	1420	1450	1690	110	110		5110	6,1
1400	РТ14.50	1400	1620	1650	1890					7
1600	РТ16.50	1600	1840	1870	2130	120				8,7
2000	РТ20.45	2000	2260	2300	2580	130	130	4500	4630	10,6
2400	РТ24.30	2400	2700	2740	3060	150	140	3000	3140	10,3

РТПБ – раструбные с подошвой и с упорным буртиком на стыковой поверхности втулочного конца; стыковые соединения этих труб уплотняют с помощью резиновых колец (табл. 3.1.5.6);

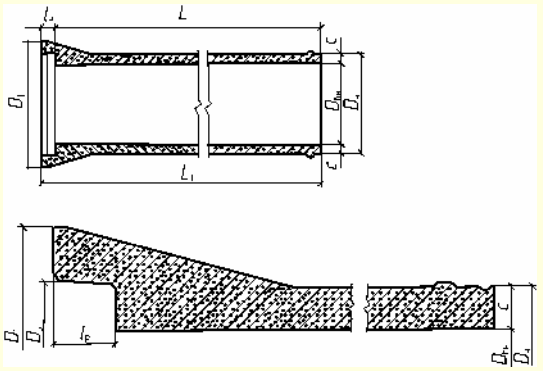
РТПС – раструбные с подошвой со ступенчатой стыковой поверхностью втулочного конца и стыковыми соединениями, уплотняемыми с помощью резиновых колец (табл. 3.1.5.7);

ФТП – фальцевые с подошвой и стыковыми соединениями, уплотняемые герметиками или другими материалами (табл. 3.1.5.8).

Трубы высшей категории качества должны быть типов РТС, РТБ, РТПС и РТПБ.

Таблица 3.1.5.2

Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типа РТБ



Продолжение табл. 3.1.5.2.

Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	$D_р$	D_1	c	L_1	Масса (справочная)
400	РТБ4.50	400	500	530	684	50	5145	0,95
500	РТБ5.50	500	620	650	834	60		1,5
600	РТБ6.50	600	720	750	934		5160	1,7
800	РТБ8.50	800	960	990	1210	80		3
1000	РТБ10.50	1000	1200	1230	1498			4,8
1200	РТБ12.50	1200	1420	1450	1740	110	5170	6,3
1400	РТБ14.50	1400	1620	1650	1946		5175	7,3
1600	РТБ16.50	1600	1840	1870	2170	120	5185	9

Допускаемые отклонения от проектных размеров для всех типов труб приведены в табл. 3.1.5.9–3.1.5.11.

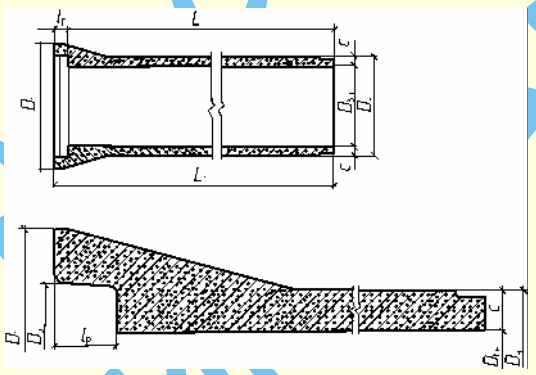
Трубы в зависимости от их прочности подразделяются по несущей способности на трубы нормальной прочности и трубы повышенной прочности.

Армируют трубы цилиндрическими сварными каркасами: спиральная арматура класса А-III, арматурная проволока периодического профиля класса Вр-I и гладкая класса В-I Продольная арматура – стержневая класса А-I.

Марки, технические показатели и армирование труб в зависимости от их несущей способности, а также арматурные изделия труб приведены в ГОСТ 6482.

Таблица 3.1.5.3

Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типа РТС

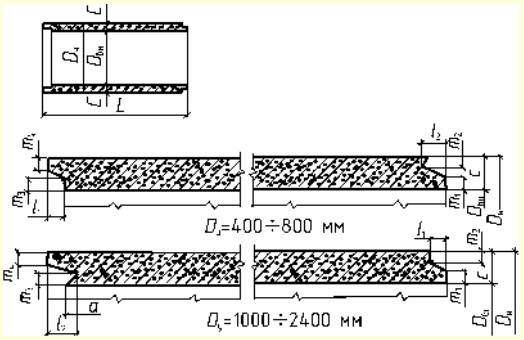


Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	D_1	D_2	c	L	L_1	Масса (справочная)
400	РТС4.25	400	500	687	496	50		2650	0.52
	РТС4.50							5150	0,98
500	РТС5.25	500	620	837	616	60	2500		0,8
	РТС5.50						5000		1,5
600	РТС6.25	600	720	937	716			2660	0,92
	РТС6.50							5160	1,7
800	РТС8.35	800	960	1213	956	80		3660	2,2
	РТС8.50							5160	3
1000	РТС10.35	1000	1200	1499	1196	100		3670	3,5
	РТС10.50							5170	4,8
1200	РТС12.35	1200	1420	1742	1417	110	3500	3675	4,6
	РТС12.50						5000	5175	6,5
1400	РТС14.35	1400	1620	1948	1617				5,3
	РТС14.50								7,3
1600	РТС16.35	1600	1840	2172	1837	120		3690	6,6
	РТС16.50							5190	9

Справочник ... в электронике

Таблица 3.1.5.4

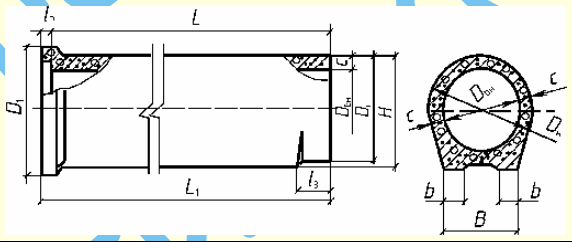
Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типа ФТ



Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	c	m_1	m_2	m_3	m_4	l_1	l_2	a	L	L_1	Масса (справочная)
400	ФТ4.50	400	500	50	16	19	20	17						0,88
500	ФТ5.50	500	620	60	20	20	24	20	25	45	5		5025	1,3
600	ФТ6.50	600	720											1,6
800	ФТ8.50	800	960	80	30	30	31	30	35	60		5000	5035	2,8
1000	ФТ10.50	1000	1200	100	39	41	37	37	55	80			5070	4,3
1200	ФТ12.50	1200	1420	110	40	48	40	43			10			5,7
1400	ФТ14.50	1400	1620						75	100			5090	6,5
1600	ФТ16.50	1600	1840	120	50	50	45	45						8,1
2000	ФТ20.45	2000	2260	130	54		50					4500	4590	9,8
2400	ФТ24.30	2400	2700	150	55	65	57	55	95	120		3000	3110	9,0

Таблица 3.1.5.5

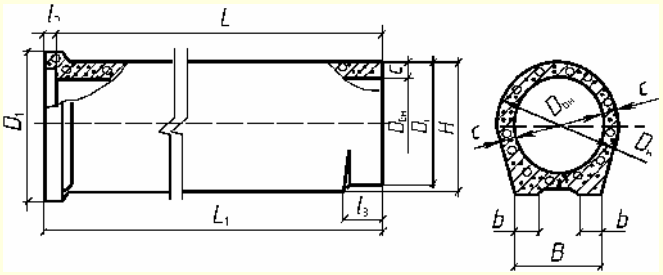
Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типа РТП



Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	D_1	c	b	$l_р$	l_3	B	H	L	L_1	Масса (справочная)
1000	РТП10.50	1000	1200	1450	100	160			800	1230			5,5
1200	РТП12.50	1200	1420	1690	110	190	110	210	960	1450	5000	5100	7,2
1400	РТП14.50	1400	1620	1890		240			1200	1660			8,9
1600	РТП16.50	1600	1840	2130	120					1880			10,5
2000	РТП20.45	2000	2260	2580	130	260	130	230	1300	2310	4500	4630	12,4
2400	РТП24.30	2400	2700	3060	150	320	140	240	1600	2750	3000	3140	11,9

Таблица 3.1.5.6

Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типа РТПБ

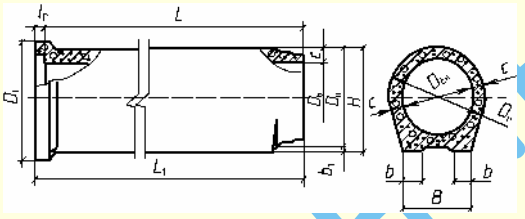


Продолжение табл. 5.6

Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	D_1	c	$l_р$	b	B	H	L	L_1	Масса (справочная)
1000	РТПБ10.50	1000	1200	1430	100	160	160	800	1230		5160	5,5
1200	РТПБ12.50	1200	1420	1670	110	170	190	960	1450	5000	5170	7,2
1400	РТПБ14.50	1400	1620	1876		175	240	1200	1660		5175	8,9
1600	РТПБ16.50	1600	1840	2116	120	185			1880		5185	10,5

Таблица 3.1.5.7

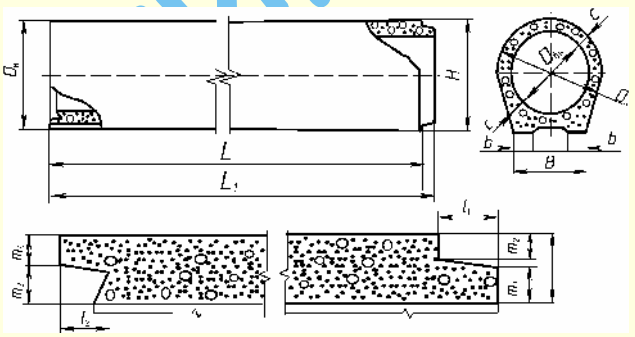
Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типа РТПС



Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	D_1	c	$l_р$	b_1	B	H	L	L_1	Масса (справочная)
1000	РТПС10.35	1000	1200	1430	100	170		800	1230		3670	3,9
	РТПС10.50						30				5170	5,5
1200	РТПС12.35	1200	1420	1670	110	175		960	1450	3500	3675	5,2
	РТПС12.50									5000	5175	7,2
1400	РТПС14.35	1400	1620	1876					1660		3690	6,3
	РТПС14.40					190	40	1200			5190	8,9
1600	РТПС16.35	1600	1840	2116	120				1880			7,5
	РТПС16.50											10,5

Таблица 3.1.5.8

Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб типаФТП



Условный проход	Типоразмер	$D_{вн}$	$D_н$	c	m_1	m_2	m_3	m_4	l_1	l_2	b	B	H	L	L_1	Масса (справочная)
1000	ФТП10.50	1000	1200	100	39	41	37	37	55	80	160	800	1230		5070	5,2
1200	ФТП12.50	1200	1420	110	40	48	40	43			190	960	1450	5000		6,9
1400	ФТП14.50	1400	1620						75	100	240	1200	1660		5090	8,6
1600	ФТП16.50	1600	1840	120	50	50	45	45					1880			10,1
2000	ФТП20.45	2000	2260	130	54		50				260	1300	2310	4500	4590	11,8
2400	ФТП24.30	2400	2700	150	55	65	57	55	95	120	320	1600	2750	3000	3110	11,0

Стандартинформ

Таблица 3.1.5.9

Допускаемые отклонения, мм, от проектных размеров труб типов РТ, РТП, ФТ и ФТП

Условный проход	Допускаемые отклонения							
	по внутреннему диаметру трубы	по толщине стенки трубы	по длине трубы	по наружному диаметру втулочного конца	по внутреннему диаметру раструба	по глубине раструба	по глубине фальцев	по диаметрам конусной части фальцев
400	±4	±4	+10;–5	±4	±4	±5	±2	±2
500								
600								
800	±5	±5		±5	±5			
1000								
1200								
1400								
1600								
2000	±6	±5	+ 15;–5	±6	±6			±4
2400								±6

Таблица 3.1.5.10

Допускаемые отклонения, мм, от проектных размеров труб типов РТБ, РТС, РТПБ и РТПС

Условный проход	Допускаемые отклонения						
	по внутреннему диаметру трубы	по толщине стенки трубы	по длине трубы	по наружному диаметру втулочного конца	по внутреннему диаметру раструба	по наружному диаметру буртика на втулочном конце	по глубине раструба
400	±4	±4	+ 10;–5	±2	±2	±2	±3
500							
600							
800							
1000	±5	±5		±3	±3		
1200							
1400							
1600							

Таблица 3.1.5.11

Предельно допускаемые отклонения, мм, по качеству поверхности труб

Поверхность	Категория поверхности по ГОСТ 13015	Допускаемые отклонения размеров				
		раковин		местных наплывов (высота) и впадин (глубина)	откол бетона (торцов)	
		диаметр	глубина		глубина	длина на 1 м ребра
Боковая наружная и внутренняя	А7	15	5	5	–	–
Стыковая в трубах типов РТБ, РТС, РТПБ и РТПС	А4	4	3	1	–	–
Торцевая	А6	–	–	5	5	50
	А7	15	5	5	–	–

Трубы должны быть трещиностойкими. При нагрузках, равных 0,55 контрольных, наибольшая ширина раскрытия трещин на поверхности труб при их испытании не должна превышать 0,2 мм. Трубы должны быть водонепроницаемыми и выдерживать внутреннее испытательное гидравлическое давление, равное 0,05 МПа. В трубах высшей категории качества не должно быть на стыковых поверхностях раковин глубиной более 2 мм и диаметром более 3 мм; на ребрах торцов труб раковины не допускаются. Трещины на внутренней и наружной поверхностях трубы не допускаются.

Трубы перемещают с помощью траверс, не допускающих повреждения труб.

Перекатка труб допускается только по подкладкам, укладываемым с таким расчетом, чтобы трубы не опирались раструбами и втулочными концами на подкладки или на пол.

Трубы следует хранить на складе готовой продукции в штабелях рассортированными по маркам.

Примечание: Трубы диаметром условного прохода 2000 и 2400 мм могут храниться в вертикальном положении.

Количество рядов труб по высоте должно быть не более указанного в табл. 3.1.5.12.

Справочник гидравлика

Таблица 3.1.5.12

Диаметр условного прохода труб D_y, мм	Количество рядов труб по высоте
400 ÷ 1000	4
1200	3
1400 ÷ 2400	2

Под нижний ряд труб штабеля должны быть уложены две подкладки на расстоянии 0,2 длины трубы от ее торцов. Конструкция подкладок не должна позволять раскатываться первому ряду труб. Подкладки устанавливают параллельно под горизонтальную часть труб.

На постоянном месте складирования труб подкладки следует закреплять на площадке.

Трубы в рядах укладываются так, чтобы раструбы двух рядом лежащих труб были обращены в разные стороны. Трубы каждого последующего ряда располагают по длине перпендикулярно предыдущему ряду.

При погрузке труб на транспортные средства и их выгрузке должны соблюдаться меры предосторожности, исключающие возможность повреждения труб. Автомобили или железнодорожные платформы, предназначаемые для перевозки труб, должны иметь седлообразные подкладки, исключающие возможность смещения и соприкасания труб.

3.1.5.2. Трубы бетонные безнапорные

Трубы этого вида предназначены для прокладки подземных безнапорных трубопроводов для транспортирования самотеком бытовых и атмосферных сточных вод, а также подземных вод и производственных жидкостей, неагрессивных по отношению к бетону труб и уплотняющим материалам стыковых соединений. Изготовляются эти трубы по ГОСТ 20054.

Трубы в зависимости от вида их соединения подразделяются на следующие типы (табл. 3.1.5.13–3.1.5.22):

ТБ – раструбные цилиндрические со стыковыми соединениями, уплотняемые герметиками или другими материалами (рис. 3.1.5.1);

ТБС – раструбные цилиндрические со ступенчатой стыковой поверхностью втулочного конца трубы, стыковые соединения которых уплотняются резиновыми кольцами (рис. 3.1.5.2);

ТБПС – то же, с подошвой (рис. 3.1.5.3);

ТБФ – фальцевые цилиндрические со стыковыми соединениями, уплотняемые герметиками или другими материалами (рис. 3.1.5.4);

ТБПФ – то же, с подошвой (рис. 3.1.5.5).

Отклонение от прямолинейности профиля продольного сечения трубы (измеряемое по образующей цилиндрической части) не должно превышать:

Таблица 3.1.5.13

Основные размеры труб, мм

Марка труб					Условный проход D_y	Полезная длина трубы					Ширина подошвы	
ТБ	ТБС	ТБПС	ТБФ	ТБПФ		ТБ	ТБС	ТБПС	ТБФ	ТБПФ	ТБПС	ТБПФ
ТБ10.10					100							
ТБ15.10	–		–		150	1000			–			
ТБ20.15					200	1500	–					
ТБ30.15		–	ТБ30.15	–	300			–	1500			
ТБ40.15	ТБС40.15		ТБ40.15		400		1500					
ТБ50.20	ТБ50.20		ТБ50.20		500							
ТБ60.20	ТБ60.20	ТБ60.20	ТБ60.20		600	2000					560, 540, 520	
							2000		2000			
ТБ80.20	ТБ80.20	ТБ80.20	ТБ80.20		800			2000			730, 700, 680	
ТБ100.20	ТБ100.20	ТБ100.20	–	ТБПФ100.20	1000				–	2000	920, 880, 860, 840	920, 880 860, 840

Примечание: Ширина подошвы труб ТБПС и ТБПФ зависит от проектного класса бетона по прочности на осевое растяжение.

Трубы обозначают марками в соответствии с ГОСТ 23009. Первая группа марки содержит обозначение трубы и номинальные размеры: диаметр условного прохода, см, и полезную длину, дм. Во второй группе марки указывают группу по несущей способности. Третья группа марки содержит обозначения дополнительных агрессивных сред – характеристики степени плотности бетона (Н – нормальная плотность, П – повышенная плотность, О – особоплотный бетон) и вид агрессии (Щ – щелочная, К – кислотная и др.). Пример условного обозначения: ТБ60.20-2 – трубы типа ТБ диаметром условного прохода 600 мм, полезной длиной 200 мм, 2-й группы по несущей способности, предназначенные для эксплуатации в обычных условиях.

3 мм – при ее номинальной полезной длине до 2500 мм
5 мм – » » » » » свыше 2500 мм

Отклонения от перпендикулярности торцевых и боковых поверхностей трубы не должны превышать, мм:

3 – при диаметре условного прохода трубы, мм – 100–300
4 – » » » » » » – 400
5 – » » » » » » – 500
6 – » » » » » » – 600
8 – » » » » » » – 800
10 – » » » » » » – 1000

Трубы в зависимости от их прочности подразделяются по несущей способности на трубы нормальной прочности и трубы повышенной прочности.

Справочник по гидравлике

Таблица 3.1.5.14

Размеры раструба, мм

Условный проход	Глубина раструба $l_р$	Кольцевой зазор $h_р$	Условный проход	Глубина раструба $l_р$	Кольцевой зазор $h_р$
100			400		
150	50	11	500	100	
			600		15
200			800		
300	80		1000	110	

Таблица 3.1.5.15

Параметры труб типа ТБ

Диаметр условного прохода трубы, $D_у$, мм	Типоразмер трубы	Размеры трубы, мм									Объем бетона, м^3	Справочная масса трубы, т
		$D_{вн}$	$D_н$	D_1	L_1	L	c	$D_р$	$l_р$	l_1		
100	ТБ10.10	100	150	240	1050	1000	25	190	50	55	0,012	0,029
			140	220			20	180		50	0,009	0,022
150	ТБ15.10	150	220	330	1050	1000	35	260	50	60	0,023	0,056
			210	310			30	250		55	0,019	0,046
			200	290			25	240		50	0,016	0,038
			280	400			40	320		60	0,050	0,120
200	ТБ20.15	200	270	380	1550	1500	35	310	50	55	0,043	0,103
			260	360			30	300		50	0,036	0,086
			410	560			55	450		95	0,105	0,252
300	ТБ30.15	300	400	540	1580	1500	50	440	80	90	0,094	0,226
			390	520			45	430		90	0,083	0,199
			550	750			75	600		120	0,194	0,466
400	ТБ40.15	400	530	710	1600	1500	65	580	100	120	0,166	0,398
			510	670			55	560		115	0,138	0,331
			670	890			85	720		125	0,357	0,857
500	ТБ50.20	500	650	850	2100	2000	75	700	100	125	0,303	0,727
			630	810			65	680		120	0,259	0,622
			790	1030			95	840		130	0,474	1,137
600	ТБ60.20	600	770	990	2100	2000	85	820	100	125	0,410	0,984
			750	950			75	800		125	0,355	0,852
			1040	1330			120	1090		150	0,804	1,929
800	ТБ80.20	800	1010	1270	2110	2000	105	1060	110	145	0,684	1,641
			990	1230			95	1040		140	0,608	1,459
			1290	1630			145	1340		160	1,220	2,932
			1250	1550			125	1300		155	1,020	2,457
1000	ТБ100.20	1000	1230	1510	2110	2000	115	1280	110	150	0,924	2,217
			1210	1470			105	1260		145	0,835	2,004

Справочник ГС

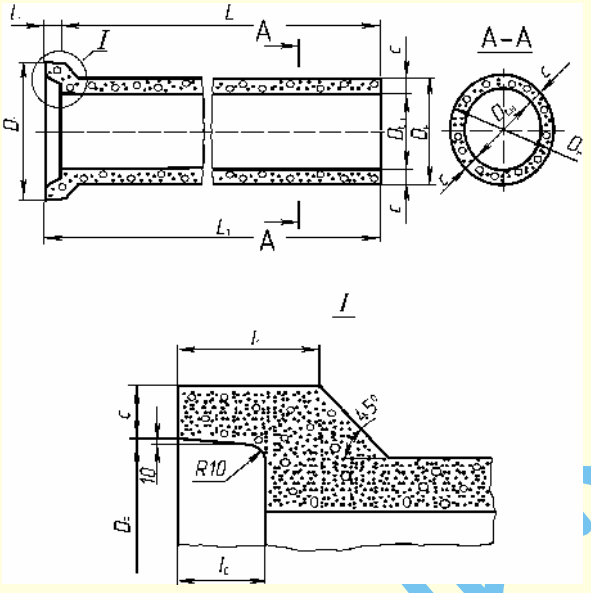


Рис. 3.1.5.1. Трубы типа ТБ. Разрез по продольной оси трубы

Таблица 3.1.5.16

Параметры труб типа ТБС

Диаметр условного прохода трубы, D_y, мм	Типоразмер трубы	Размеры трубы, мм													Объем бетона, м^3	Справочная масса трубы, т
		$D_{вн}$	$D_н$	D_1	$D_Р(D_{Р1})$	$D_{в1}$	$D_б$	$D_{в2}$	L_1	L	c	$l_р$	l_1	a		
400	ТБС40.15	400	550	700	533 (528)	500	526	493	1645	1500	75	145	175	35	0,196	0,47
			530	690							65		170		0,171	0,41
			510	665							55		170		0,144	0,35
500	ТБС50.20	500	670	845	653 (648)	620	646	613	2155	2000	85	155	190	35	0,355	0,85
			650	825							75		175		0,313	0,75
			630	805							65		175		0,269	0,65
600	ТБС60.20	600	790	975	763 (758)	730	756	723	2155	2000	95	155	195	40	0,471	1,13
			770	950							85		190		0,418	1,00
			750	935							75		185		0,365	0,88
800	ТБС80.20	800	1040	1245	985 (980)	950	976	943	2165	2000	120	165	210	50	0,779	1,87
			1010	1210							105		200		0,674	1,62
			990	1195							95		200		0,612	1,47
1000	ТБС100.20	1000	1290	1525	1215 (1210)	1180	1206	1173	2175	2000	145	175	235	60	1,200	2,88
			1250	1480							125		225		1,010	2,42
			1230	1465							115		220		0,935	2,24
			1210	1445							105		220		0,885	2,05

Служебная копия ГОСТ Р Издательство

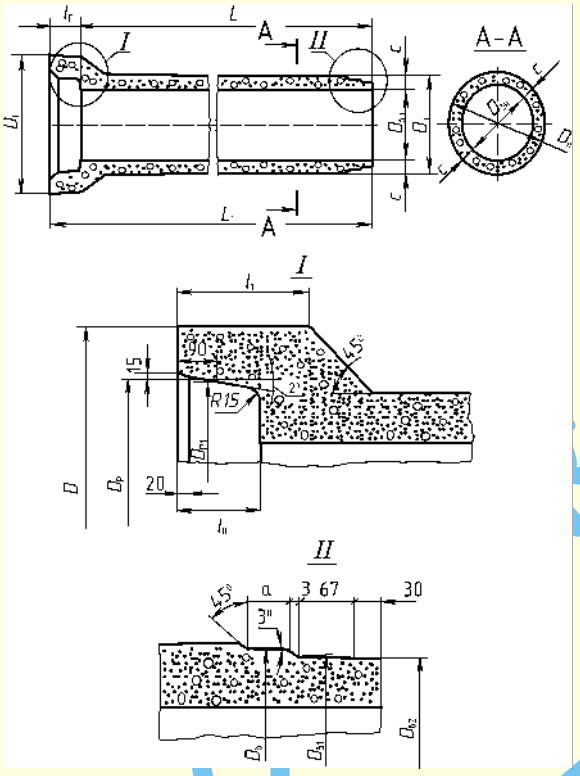


Рис. 3.1.5.2. Трубы типа ТБС. Разрез по продольной оси трубы

Таблица 3.1.5.17

Параметры труб типа ТБПС

Диаметр условного прохода трубы, $D_у$, мм	Типоразмер трубы	Размеры трубы, мм																Объем бетона, м^3	Справочная масса трубы, т
		$D_{вн}$	$D_н$	D_1	$D_р$ ($D_{р1}$)	$D_{в1}$	$D_б$	$D_{в2}$	L_1	L	B	c	b	b_1	$l_р$	l_1	a		
600	ТБПС 60.20	600	790	975	763 (758)	730	756	723	2155	2000	560	95	140	10	155	195	40	0,525	1,26
			770	950							540	85				190		0,468	1,12
			750	935							520	75				185		0,414	0,99
800	ТБПС 80.20	800	1040	1245	985 (980)	950	976	943	2165	2000	730	120	185	15	165	210	50	0,874	2,10
			1010	1210							700	105				200		0,763	1,83
			990	1195							680	95				200		0,696	1,67
1000	ТБПС 100.20	1000	1290	1525	1215 (1210)	1180	1206	1173	2175	2000	920	145	225	20	175	235	60	1,350	3,24
			1250	1480							880	125				225		1,150	2,76
			1230	1465							860	115				220		1,070	2,56
			1210	1445							840	105				220		0,984	2,36

Справочник по гидравлике

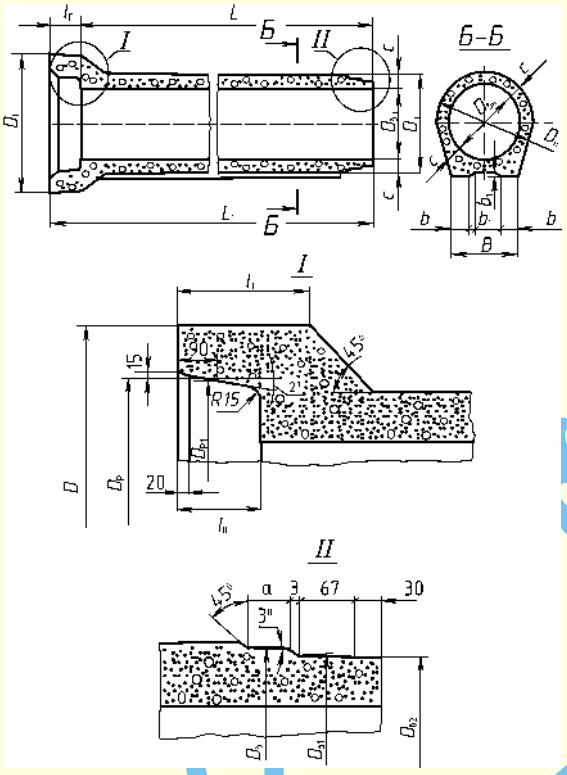


Рис. 3.1.5.3. Трубы типа ТБПС. Разрез по продольной оси трубы

Таблица 3.1.5.18

Параметры труб типа ТБФ

Диаметр условного прохода трубы, $D_у$, мм	Типоразмер трубы	Размеры трубы, мм																	Объем бетона, м^3	Справочная масса трубы, т
		$D_{вн}$	$D_н$	D_1	D_2	D_3	D_4	L_1	L	c	m_3	m_4	l_1	m_1	m_2	l_2	a			
300	ТБФ 30.15	300	410	332	372	340	376	1525	1500	55	20	17	25	16	19	45	5		0,092	0,22
			400		362		366			50									0,082	0,20
			390		352		356			45									0,073	0,17
400	ТБФ 40.15	400	550	440	510	448	510	1525	1500	75	24	20	25	20	20	45	5		0,167	0,40
			530		490		490			65									0,142	0,34
			510		470		470			55									0,118	0,28
500	ТБФ 50.20	500	670	554	624	562	624	2030	2000	85	31	23	30	27	23	55	10		0,310	0,74
			650		604		604			75									0,271	0,65
			630		584		584			65									0,230	0,55
600	ТБФ 60.20	600	790	660	730	668	730	2035	2000	95	34	30	35	30	30	60	10		0,414	0,99
			770		710		710			85									0,364	0,87
			750		690		690			75									0,320	0,77
800	ТБФ 80.20	800	1040	874	960	882	960	2055	2000	120	41	40	55	37	40	80	10		0,690	1,66
			1010		930		930			105									0,596	1,43
																			0,534	1,28

Справочник по гидроаппаратуре

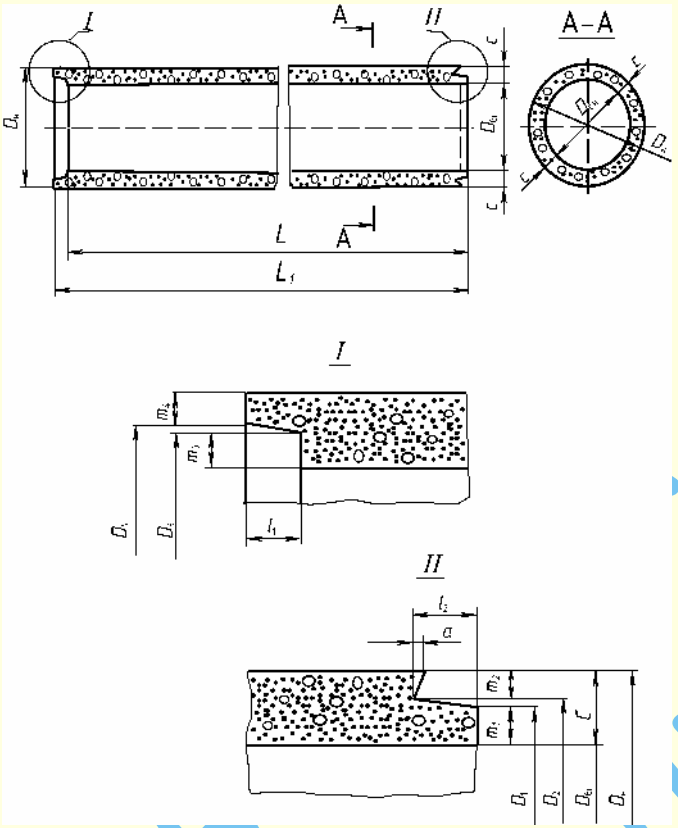


Рис. 3.1.5.4. Трубы типа ТБФ. Разрез по продольной оси

Таблица 3.1.5.19

Параметры труб типа ТБПФ

Диаметр условного прохода трубы $D_у$, мм	Типоразмер трубы	Размеры трубы, мм																				Объем бетона, м^3	Справочная масса трубы, т
		$D_{вн}$	$D_н$	D_1	D_2	D_3	D_4	L_1	L	c	B	b	b_1	m_2	m_1	l_1	m_4	m_3	l_2	a			
1000	ТБПФ 100.200	1000	1290	1090	1190	1100	1190	2100	2000	145	920	225	20	50	45	75	50	50	100	10		1,220	2,94
			1250		1150		1150			125	880											1,060	2,54
			1230		1130		1130			115	860											0,962	2,31
			1210		1110		1110			105	840											0,882	2,12

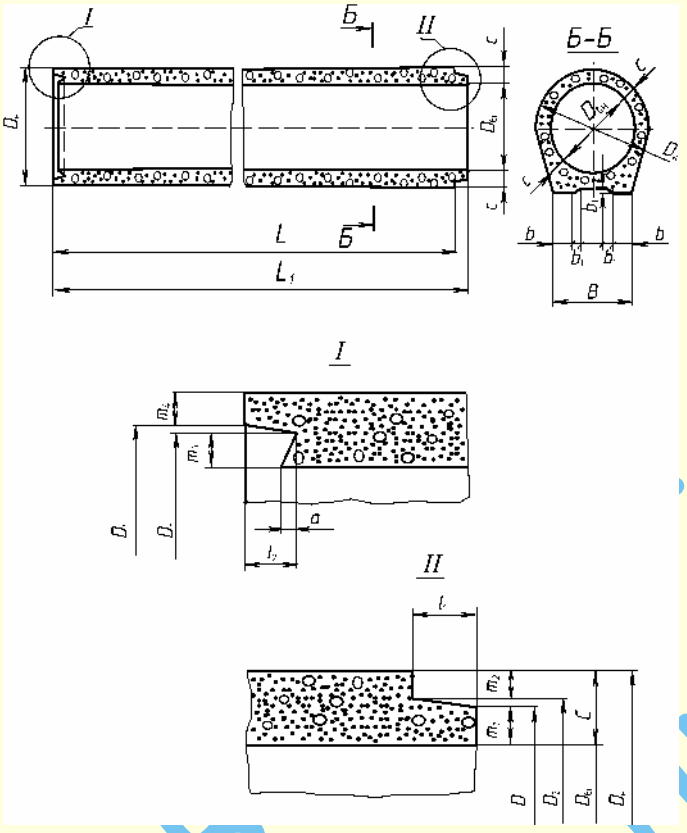
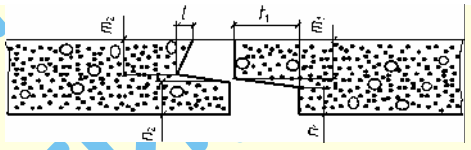


Рис. 3.1.5.5. Трубы типа ТБПФ. Разрез по продольной оси трубы

Таблица 3.1.5.20

Размеры, мм, фальцевого стыкового соединения



Толщина стенки труб, *s*	*l*	m_1	m_2	n_1	n_2	t_1	t_2	Толщина стенки труб, *s*	*l*	m_1	m_2	n_1	n_2	t_1	t_2
40	5	14	18	16	12	25	45	80	10	30	30	34	30	35	60
50	5	17	19	20	16	25	45	90	10	35	35	39	35	45	70
60	5	20	20	24	20	25	45	100	10	37	37	41	37	55	80
70	10	23	23	31	27	30	55	110	10	40	40	48	43	75	100

Таблица 3.1.5.21

Допускаемые отклонения, мм, стыкового соединения от проектных размеров

Диаметр условного прохода	Предельные отклонения от номинальных размеров труб типов										
	всех			ТБ			ТБФ и ТБПФ		ТС и ТБПС		
	внутренний диаметр	толщина стенки	полезная длина	глубина раструба	наружный диаметр на втулочном конце	внутренний диаметр раструба	диаметр конусной части фальца	глубина фальцев	наружный диаметр на втулочном конце	внутренний диаметр раструба	глубина раструба
100–300	±3	±3		±3	±3	±3	±2	±2	±2	±2	±2
400–600	±4	±4	+10	±4	±4	±4	±2	±2	±2	±2	±2
800–1000	±5	±5	–5	±5	±5	±5	±2	±2	±2	±2	±2

Отклонения от перпендикулярности торцевых и боковой поверхностей трубы не должны превышать, мм, при диаметре условного прохода трубы D_y:

100–300 мм 3
400 мм.....4
500 мм..... 5
600 мм.....6
800 мм.....8
1000 мм..... 10

Качество поверхностей и внешний вид труб

Размеры раковин, местных наплывов и впадин на бетонных поверхностях труб и их торцах, а также околы бетона на ребрах торцов не должны превышать величин, указанных в табл. 3.1.5.22.

Для труб высшей категории качества раковины глубиной более 2 мм и диаметром более 3 мм на стыковых поверхностях, а также околы бетона на ребрах торцов труб не допускаются.

Трещины на внутренней и наружной поверхностях трубы не допускаются.

Местные поверхностные усадочные трещины шириной раскрытия до 0,1 мм, а для труб высшей категории качества не более 0,05 мм не являются основанием для их браковки, если трубы удовлетворяют требованиям настоящего стандарта по водонепроницаемости и прочности.

Таблица 3.1.5.22

Показатели качества поверхностей

Вид поверхности	Предельно допускаемые размеры, мм				
	раковин		местных наплывов (высота) и впадин (глубина)	околов бетона (торцов)	
	диаметр	глубина		глубина	длина на 1 м ребра
1 . Наружная и внутренняя, за исключением оговоренной в п. 2	15	5	5	–	–
2. Стыковая в трубах типов ТБС и ТБПС	4	3	1	–	–
3. Торцевая	15	5	5	5	50

Погрузка и разгрузка труб должны производиться кранами при помощи траверс, не допускающих повреждения труб.

Перекатка труб допускается только по подкладкам, укладываемым с таким расчетом, чтобы трубы не опирались раструбами и втулочными концами на подкладки или на пол.

Трубы следует хранить на складе готовой продукции в штабелях или контейнерах рассортированными по маркам. При этом следует обеспечивать сохранность труб от повреждений, а также возможность захвата каждой трубы краном и свободный подъем ее для погрузки на транспортные средства.

Количество рядов труб в штабеле по высоте должно быть:

при диаметре условного прохода труб D_y	не более
100, 150, 200 мм.....	7
300, 400 мм.....	5
500, 600 мм.....	4
800, 1000 мм	3

Под нижний ряд труб штабеля по плотному, тщательно выровненному основанию должны быть уложены параллельно две подкладки – каждая на расстоянии 0,2 длины трубы от ее торцов. Конструкция подкладок должна препятствовать раскатыванию нижнего ряда труб и соприкасанию раструбов трубы с полом склада.

На постоянном месте складирования труб подкладки следует закреплять на площадке.

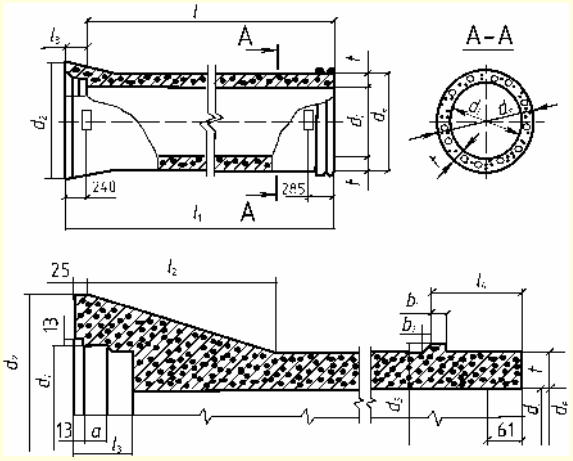
Трубы в рядах укладывают так, чтобы раструбы двух смежных рядов были обращены в разные стороны.

3.1.5.3. Трубы железобетонные напорные

Железобетонные напорные трубы применяются при устройстве подземных напорных трубопроводов, транспортирующих жидкости, неагрессивные по отношению к бетону труб, арматуре и к уплотняющим кольцам стыковых соединений. Эти трубы изготавливаются методами виброгидропрессования по ГОСТ 12586.0 (табл. 3.1.5.23 и 3.1.5.24) и центрифугирования (табл. 3.1.5.26 и 3.1.5.28).

Таблица 3.1.5.23

Размеры, мм, масса, т, железобетонных труб, изготовляемых методом виброгидропрессования по ГОСТ 12586.0



Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 3.1.5.23.

Условный проход	Марка трубы	Размеры													Масса трубы (справочная)
		d_i	d_e	d_1	d_2	d_3	l	l_1	t	l_2	l_3	l_4	a	b_1	b_2	
500	ТН50–0 ТН50–I ТН50–II	500	610	634	790	628	5000	5185	55	485	185	145	112	9	24	1,32
600	ТН60–0 ТН60–I ТН60–II	600	730	754	940	748			65	565	195	155	122		29	1,89
800	ТН80–I ТН80–II ТН80–III	800	930	955	1152	948				625						2,48
1000	ТН100–I ТН100–II ТН100–III	1000	1150	1175	1384	1168		5195	75	655						3,55
1200	ТН120–I ТН120–II ТН120–III	1200	1370	1397	1660	1390			85	775				10		4,95
1400	ТН140–I ТН140–II ТН140–III	1400	1590	1617	1900	1610		5225	95	845	225	165	145			6,65
1600	ТН 160–1 ТН160–II ТН160–III	1600	1810	1841	2140	1834			105	920				12		8,20

Обозначения: ТН – труба напорная, арабские цифры – диаметр условного прохода трубы, см; римские цифры – класс трубы.

Таблица 3.1.5.24

Допускаемые отклонения, мм, от проектных размеров труб

Условный проход	Допускаемые отклонения				
	по внутреннему диаметру трубы	по толщине стенки цилиндрической части трубы	по наружному диаметру втулочного конца и буртика	по внутреннему диаметру раструба	по длине калиброванной части раструба
500, 600, 800	± 4	± 4	± 2	± 2	+ 35; – 5
1000, 1200, 1400, 1600	± 5	± 5	± 25	± 25	–

Трубы в зависимости от значения расчетного внутреннего давления в трубопроводе подразделяют на четыре класса: 0 – на давление 2,0 МПа (20 кгс/см^2); I – на 1,5 МПа (15 кгс/см^2); II – на 1,0 МПа (10 кгс/см^2); III – на 0,5 МПа (5 кгс/см^2).

Трубы перемещают с помощью траверс, не допускающих повреждения труб. Перекатка труб допускается только по каткам, укладываемым с таким расчетом, чтобы трубы не опирались раструбами и втулочными концами на катки или пол.

Трубы следует хранить на складе готовой продукции в штабелях рассортированными по маркам.

Число рядов труб по высоте должно быть не более указанного в табл. 3.1.5.25.

Таблица 3.1.5.25

Число рядов труб по высоте

Диаметр условного прохода трубы D_y, мм	Число рядов труб по высоте
500 ÷ 1000	4
1200	3
1400 ÷ 1600	2

Под каждый нижний ряд труб штабеля должны быть уложены две подкладки на расстоянии 1 м от торцов труб. Конструкция подкладки не должна позволять раскатываться первому ряду труб. Подкладки устанавливают параллельно под цилиндрическую часть труб.

На месте постоянного складирования труб подкладки следует закреплять на площадке.

Трубы в радах укладывают так, чтобы раструбы двух рядом лежащих труб были обращены в разные стороны. Трубы каждого последующего рада располагают по длине перпендикулярно к предыдущему раду.

Форма центрифугированных труб должна соответствовать указанным на рис. 3.1.5.6 и в табл. 3.1.5.26.

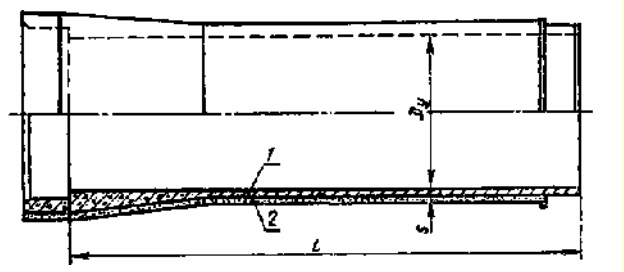


Рис. 3.1.5.6. Общий вид трубы:
1 – сердечник; *2* – защитный слой

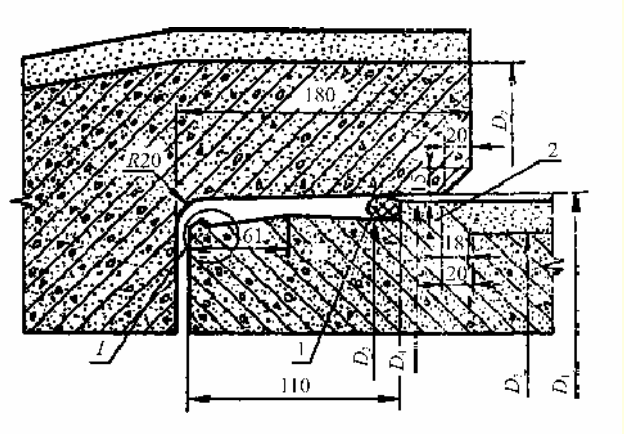


Рис. 3.1.5.7. Деталь стыкового соединения труб:
1 – резиновое уплотняющее кольцо в рабочем положении; *2* – упорный буртик

Таблица 3.1.5.26

Размеры, мм, и масса, т, железобетонных труб, изготовляемых методом центрифугирования

Марка трубы	Условный проход	Толщина стенки сердечника	Полезная длина трубы	Внутренний диаметр раструба	Наружный диаметр				Масса (справочная)
					раструба (без защитного слоя)	втулочного конца	буртика	сердечника	
ЦТН50–I ЦТН50–II ЦТН50–III	500	40	5000	636	750	610	630	580	1,43
ЦТН60–I ЦТН60–II ЦТН60–III	600	45	5000	756	880	730	750	690	1,95
ЦТН80–I ЦТН80–II ЦТН80–III	800	55	5000	957	1100	930	950	910	3,0
ЦТН100–I ЦТН100–II ЦТН100–III	1000	65	5000	1177	1340	1150	1170	1130	4,14
ЦТН120–I ЦТН120–II ЦТН120–III	1200	80	5000	1399	1590	1370	1392	1360	6,12
ЦТН140–I ЦТН140–II ЦТН140–III	1400	90	5000	1619	1830	1590	1612	1580	7,7
ЦТН160–I ЦТН160–II ЦТН160–III	1600	100	5000	1843	2070	1810	1836	1800	9,63

В обозначении марки трубы буквы ЦТН означают ее сокращенное наименование (центрифугированная труба напорная), арабские цифры – диаметр условного прохода трубы в сантиметрах, римская цифра – класс трубы.

Основные размеры, мм, раструбов и втулочных концов труб должны соответствовать указанным на рис. 3.1.5.7 и в табл. 3.1.5.27.

Таблица 3.1.5.27

Основные размеры раструбов и втулочных концов труб, мм

Диаметр условного прохода трубы D_y	Внутренний диаметр раструба D_1	Наружный диаметр			
		раструба (без защитного слоя) D_2	втулочного конца D_3	буртика D_4	сердечника D_5
500	636	750	610	630	580
600	756	880	730	750	690
800	957	1100	930	950	910
1000	1177	1340	1150	1170	1130
1200	1399	1590	1370	1392	1360
1400	1619	1830	1590	1612	1580
1600	1843	2070	1810	1836	1800

Таблица 3.1.5.28

Допускаемые отклонения, мм, от проектных размеров труб

Условный проход	Допускаемые отклонения						
	по толщине стенки	по длине трубы	по наружному диаметру		по внутреннему диаметру		по толщине незащищенного слоя бетона
			втулочного конца трубы	буртика	раструба	трубы	
500 600	±2	±5	±2	±2	±2	±5	+3; –2
800 1000 1200	±3						
1400 1600	±4	±6				±8	

Трубы перемещают с помощью траверс, не допускающих повреждения труб. Перекатка труб допускается только по каткам, укладываемым с таким расчетом, чтобы трубы не опирались раструбами и втулочными концами на катки или пол.

Трубы следует хранить на складе готовой продукции в штабелях рассортированными по маркам и датам изготовления.

Количество труб в ряду и число рядов труб по высоте должно быть не более указанного в табл. 3.1.5.29.

Таблица 3.1.5.29

Количество труб в ряду при хранении

Диаметр условного прохода трубы D_y, мм	Количество труб в ряде	Количество рядов труб по высоте
500	6	4
600	6	4
800	5	4
1000	3	3
1200	3	3
1400	3	2
1600	2	2

Под каждый нижний ряд труб штабеля должны быть уложены две подкладки. Конструкция подкладки не должна позволять раскатываться первому ряду труб. Подкладки устанавливают параллельно под горизонтальную часть труб.

При постоянном месте складирования труб подкладки следует закреплять на площадке.

Трубы в рядах укладывают так, чтобы раструбы двух рядом лежащих труб были обращены в разные стороны. Трубы каждого последующего ряда располагают по длине перпендикулярно предыдущему ряду.

Железобетонные напорные трубы, изготовляемые методом виброгидропрессования, в зависимости от расчетного внутреннего давления в трубопроводе подразделяются на четыре класса.

Испытание труб на трещиностойкость должно проводиться внутренним гидростатическим давлением $p_т$, принимаемым в соответствии с утвержденными рабочими чертежами.

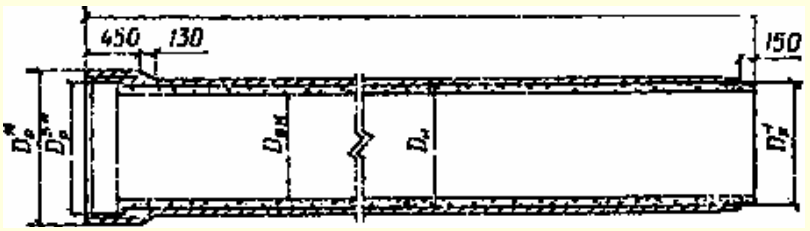
Глубина заложения труб всех классов – 2–4 м до верха трубы.

Железобетонные напорные трубы, изготовляемые методом центрифугирования, в зависимости от расчетного внутреннего давления в трубопроводе подразделяются на три класса: I – на давление 1,5 МПа; II – на давление 1 МПа и III – на давление 0,5 МПа. Трубы I класса испытываются на водонепроницаемость внутренним гидростатическим давлением 1,8 МПа; II класса – 1,3 МПа и III класса – 0,7 МПа. Трубы должны испытываться на трещиностоикость внутренним гидростатическим давлением, величина которого указана в рабочих чертежах.

Отдельными предприятиями изготовляются методом вибрации напорные железобетонные трубы со стальным цилиндром (табл. 3.1.5.30) и полимержелезобетонные напорные трубы.

Таблица 3.1.5.30

Размеры, мм, и масса, кг, железобетонных труб со стальным цилиндром



ПРОДОВОЛЬНИК ГИДРАВЛИКЕ

Продолжение табл. 3.1.5.30

Условный проход	Диаметр					Длина трубы (полезная)	Масса (справочная)
	внутренний		наружный с защитным слоем		наружный гладкого конца $D_к^н$		
	трубы $D_{вн}$	раструба $D_р^{вн}$	трубы $D_н$	раструба $D_р^н$			
600	600±5	747±2	760+10	860+10	717+2		2246
700	700±5	867±2	880+10	990+10	837+2		2928
800	800±5	967±2	980+10	1100±10	937+2		3306
900	900+10	1087±2	1100+10	1250+10	1057+2	5000	4049
1000	1000+10	1187±2	1200±10	1350+10	1157+2		4511
1200	1200±15	1427±2	1440±15	1580+15	1397+2		6340
1500	1500+15	1767±2	1780±15	1990±15	1737±2		9464

3.1.6. Трубы пластмассовые

Пластмассовые трубы* для наружных систем водоснабжения и водоотведения изготавливаются из полиэтилена низкого давления (ПНД), полиэтилена высокого давления (ПВД), полипропилена (ПП), поливинилхлорида (ПВХ), фторопласта. Гидравлические сопротивления этих труб меньше металлических, а пропускная способность соответственно больше на 20–30%. Пластмассовые трубы отличаются стойкостью по отношению к кислотам и щелочам.

Выбор труб по материалу и классу осуществляется в соответствии с нормативно-технической документацией, утвержденной в установленном порядке.

Напорные трубы из полиэтилена выпускают по ГОСТ 18599 пяти типов – Л, СЛ, С, Т, ОТ (табл. 3.1.6.1 и 3.1.6.2).

Типы напорных труб из ПНД, ПВД, ПП, ПВХ

Номинальное давление, МПа, при 20С	Тип труб	
	обозначение	наименование
0,25	Л	Легкий
0,4	СЛ	Среднелегкий
0,6	С	Средний
1	Т	Тяжелый
1,6	ОТ	Особо тяжелый

Они предназначены для трубопроводов, транспортирующих воду, воздух и другие жидкие и газообразные вещества при $t < 60$ °С, к которым полиэтилен химически стоек.

Трубы поставляются пакетировано в отрезках номинальной длины 6, 8, 10 и 12 м (в отдельных случаях 5,5 и 11,5 м), с отклонением по длине не более 50 мм. Трубы $D \le 160$ мм могут поставляться в бухтах и на катушках. Соединительные детали к трубам поставляются поштучно в таре или упаковке. При транспортировании пластмассовые изделия защищаются от механических повреждений, царапин, солнечной радиации.

Соединительные детали для напорных труб изготавливают по ТУ 6-49-14–89 методами литья под давлением, прессования и намотки (с последующей механической обработкой). Детали изготавливаются тяжелого (Т), среднего (С), среднелегкого (СЛ) и безнапорного (О) типов. Детали типа О изготавливают из трубных заготовок с применением экструзионной сварки, прочие – свариваются нагретым инструментом.

Трубные изделия из полиэтилена высокой плотности при нагревании имеют меньший коэффициент линейного расширения, более стойки к окислению и сохраняют жесткость и прочность при более высоких температурах, чем аналогичные изделия из полиэтилена низкой плотности.

Трубы полипропиленовые напорные выпускают по ТУ 38.102.100–89 среднего типа. Применяются для трубопроводов, аналогичных вышеуказанным, при транспортировании жидкости $t < 75$ °С и давлением $p < 2$ МПа. Номенклатура полипропиленовых деталей включает гнутые отводы и формованные втулки.

Размеры, масса полипропиленовых труб приведены в таблицах 3.1.6.3 и 3.1.6.4.

Трубы из фторопласта изготавливаются по ТУ 6-05.1937–82 и ТУ 6-05-987–79. Они применяются для футеровки стальных трубопроводов, работающих при t от –60 до +250 °С в контакте с агрессивными средами, за исключением расплавов щелочных металлов – трехфтористого хлора и фтора. Трубы и фасонные части изготавливают в металлической броне или без нее на оснастке, выполненной по конструкторской документации завода-изготовителя. Трубы без брони поставляются неотбортованными. Длина труб при поставке для технологических трубопроводов составляет 0,5–3 м (по согласованию с потребителем размеры могут увеличиваться).

Размеры,масса труб из фторопласта приведены в таблицах 3.1.6.5 и 3.1.6.6.

Трубы напорные из непластифицированного поливинилхлорида (ПВХ) выпускают по ТУ 6-19-231–87 четырех типов: СЛ, С, Т, ОТ (см. таблицы). Применяются для трубопроводов, транспортирующих воду для хозяйственно-питьевых целей, жидкие и газообразные вещества с $t < 30$ °С и давлением $p < 1$ МПа, к которым ПВХ химически стоек. Их выпускают: без раструбов; с раструбами под клеевые соединения (РК); с раструбами для соединения с помощью уплотнительных колец из резины (Р).

Размеры и масса труб из ПВХ приведены в таблице 3.1.6.7.

* Все трубы маркируются. Маркировка включает товарный знак предприятия, условное обозначение трубы без слова «труба», дату изготовления и другую информацию по усмотрению завода-изготовителя. Условное обозначение отражает: вид материала, диаметр, тип и назначение трубы (труба для хозяйственно-питьевого назначения обозначается «питьевая»).

Архивник Трубопровод

Пластмассовые трубы следует хранить на стеллажах либо в штабелях высотой не более 2 м. Условия хранения должны исключать возможность механического повреждения труб и попадания на них прямых солнечных лучей. При правильном применении и хранении труб срок их службы гарантируется в пределах 50 лет.

Таблица 3.1.6.1

Размеры и масса напорных труб из ПНД по ГОСТ 18599

Наружный диаметр, мм		Толщина стенки и масса для 1 м трубы типа											
		Л			СЛ			С			Т		
номинальный	предельное отклонение (+)	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг
50	0,5	–	–	–	2,0	0,4	0,315	2,9	0,5	0,443	4,6	0,7	0,669
63	0,6	2,0	0,4	0,401	2,5	0,5	0,497	3,6	0,5	0,691	5,8	0,8	1,06
75	0,7	2,2	0,4	0,480	2,9	0,5	0,678	4,3	0,7	0,981	6,9	0,9	1,49
90	0,9	2,2	0,5	0,643	3,5	0,6	0,982	5,1	0,8	1,39	8,2	1,1	2,13
110	1,0	2,7	0,5	0,946	4,3	0,7	1,47	6,3	0,9	2,09	10,0	1,2	3,16
125	1,2	3,1	0,6	1,24	4,9	0,7	1,89	7,1	1,0	2,69	11,4	1,4	4,10
140	1,3	3,5	0,6	1,55	5,4	0,8	2,33	8,0	1,0	3,35	12,8	1,5	5,14
160	1,5	3,9	0,6	1,96	6,2	0,9	3,06	9,1	1,2	4,37	14,6	1,7	6,70
180	1,7	4,4	0,7	2,50	7,0	0,9	3,85	10,2	1,3	5,5	16,4	1,9	8,46
200	1,8	4,9	0,7	3,26	7,7	1,0	4,71	11,4	1,4	6,81	18,2	2,1	10,4
225	2,1	5,5	0,8	3,88	8,7	1,1	4,98	12,8	1,5	8,59	20,5	2,3	13,2
250	2,3	6,1	0,9	4,19	9,7	1,2	7,40	14,2	1,7	10,6	22,8	2,5	16,3
280	2,6	6,9	0,9	6,01	10,8	1,3	9,22	15,9	1,8	13,3	25,5	2,8	20,4
315	2,9	7,7	1,0	7,04	12,2	1,5	11,7	17,9	2,0	16,8	28,7	3,1	25,1
355	3,2	8,7	1,1	9,59	13,7	1,6	14,8	20,1	2,3	21,3	32,3	3,5	32,8
400	3,6	9,8	1,2	12,1	15,1	1,8	18,7	22,7	2,5	27,0	36,4	3,9	41,8
500	4,0	12,2	1,5	18,8	19,3	2,2	29,1	28,3	3,1	42,1	45,5	4,8	64,8
560	4,2	13,7	1,6	23,7	21,6	2,4	36,7	31,7	3,4	52,7	–	–	–
630	4,5	15,4	1,8	30,0	24,3	2,7	46,5	35,7	3,8	66,8	–	–	–
710	4,9	17,4	2,0	38,1	27,4	3,0	59,0	40,2	4,8	84,7	–	–	–
800	5,0	19,6	2,2	48,3	30,8	3,3	74,6	45,6	5,3	108,0	–	–	–
900	5,0	22,0	2,4	61,0	34,7	3,7	94,6	–	–	–	–	–	–
1000	5,0	24,4	2,7	75,2	38,5	4,1	117,0	–	–	–	–	–	–
1200	8,0	29,3	3,3	108,0	46,2	4,9	168,0	–	–	–	–	–	–

Примечание: Масса труб вычислена при средней плотности 0,95 г/см^3 с учетом половины допусков на толщину стенки и номинальный наружный диаметр.

Таблица 3.1.6.2

Размеры и масса напорных труб из ПВД по ГОСТ 18599

Наружный диаметр, мм		Толщина стенки и масса для 1 м трубы типа											
		Л			СЛ			С			Т		
номинальный	предельное отклонение (+)	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг
50	0,5	2,4	0,5	0,364	3,7	0,6	0,534	5,4	0,8	0,745	8,4	1,1	1,07
63	0,6	3,0	0,5	0,564	4,7	0,7	0,850	6,8	0,9	1,17	10,5	1,3	1,68
110	1,0	5,3	0,8	1,73	8,1	1,1	2,54	11,8	1,4	3,54	18,4	2,1	5,11
125	1,2	6,0	0,8	2,20	9,3	1,2	3,31	13,4	1,6	4,56	20,9	2,3	6,71
140	1,3	6,7	0,9	2,76	10,4	1,3	4,14	–	–	–	–	–	–
160	1,5	7,7	1,0	3,61	11,9	1,4	5,39	–	–	–	–	–	–

Примечание: Масса труб вычислена при средней плотности 0,92 г/см^3 с учетом половины допусков на толщину стенки и номинальный наружный диаметр.

Таблица 3.1.6.3

Размеры и масса 1 м напорных труб из полипропилена (ТУ 38.102.100–89)

Наружный диаметр, мм		Толщина стенки, мм		Масса, кг
номинальный	предельное отклонение (+)	номинальная	предельное отклонение (+)	
50	1,3	2,8	0,5	0,45
63	1,5	3,6	0,6	0,72
75	1,7	4,3	0,7	1,02
110	2,2	6,2	0,8	2,07
160	2,5	9,1	1,1	4,45
180	2,7	10,5	1,4	5,8
225	2,7	12,8	1,5	8,24

Таблица 3.1.6.4

Размеры и масса 1 м напорных труб из ППРС

Диаметр D и предельное отклонение (+), мм			Толщина стенки, предельное отклонение (+), мм, и масса, кг, для 1 м трубы типа					
номинальный $D_н$		условный проход $D_у$	PN10			PN20		
50	0,5	40	4,6	0,7	0,638	8,4	1,1	1,050
63	0,6	50	5,8	0,8	1,010	10,5	1,3	1,650
75	0,7	65	6,9	0,9	1,420	12,5	1,5	2,340
90	0,9	80	8,2	1,1	2,030	15,0	1,7	3,360

Примечание: Трубы из ППРС поставляются в отрезках длиной до 4 м.

Таблица 3.1.6.5

Размеры и масса 1 м напорных труб из фторопласта – 4Д (ТУ 6-05-1937–82)

Условный диаметр, мм	Наружный диаметр, мм		Толщина стенки, мм		Длина, не более, мм	Масса, кг
	номинальный	предельное отклонение (±)	номинальная	предельное отклонение (±)		
50	50	+0 –3,0	2,10 3,00	0,3	6000	0,72 0,98
65	768	+0 –3,5	2,2 3,00	0,3	4000	1,00 1,52
75	78	+0 –4,0	2,20 3,50	0,25	4000	1,20 1,80
100	97 105	±0,3	3,00 4,00	0,4	4000	2,00 2,82
115	115	+0 –8,0	3,10 4,00	0,4	4000	2,32 3,10
125	123	+0 –8,0	3,00	0,4	4000	2,49
150	148	+0 –10	3,20 4,50	0,45	4000	3,50 4,50
175	175	+0 –0,5	4,20 4,50	0,5	3000	4,20 5,40
200	200	+0 –8,0	4,20 5,00	0,55	3500	5,73 6,79
220	220	+0 –8,0	4,20 5,00	0,55	3500	6,30 7,50
250	240	+0 –8,0	4,20 5,00	0,55	3500	7,30 8,20
300	312	+0 –10	5,20 6,00	0,6	3300	11,12 12,80
400	395	+0 –10	5,20 6,00	0,75	3000	15,00 16,50
500	495	+0 –15	5,30 6,50	0,8	3000	18,09 22,14
600	595	+0 –15	5,30 6,50	0,8	3000	21,79 26,67

Таблица 3.1.6.6

Размеры и масса 1 м напорных труб из фторопласта – 4Д (ТУ 6-05-1937–82)

Условный диаметр, мм	Наружный диаметр, мм		Толщина стенки, мм		Наружный диаметр отбортовки в броне, не менее, мм
	номинальное значение	предельное отклонение	номинальное значение	предельное отклонение	
50	64	+0 –6	4	+2 –0,5	90
55	68	+0 –6	4	+2 –0,5	100
60	87	+0 –8	5	+2 –0,5	110
75	87	+0 –10	5 6	+1,5	130
80	95	+0 –10	6	+2 –0,5	140
100	115	+5 –11	6 7	+2 –1,5	150
120	138	+6 –12	6 7	+2 –1	180
150	170	+3 –15	10	+2	220
160	187	+5 –15	6 7	+2 –1	230
200	220	+4 –16	10 15	±2	280
220	236	+6 –18	6 8	±2 –1	300
260	290	+10 –25	6 8	+2 –1	350
300	325	+5 –25	12,5	±3,5	400
400	430	+0 –40	15	±3,5	520

Таблица 3.1.6.7

Размеры и масса 1 м напорных труб из ПВХ (ТУ 6-19-231–87)

Наружный диаметр, мм		Толщина стенки и масса для трубы типа											
		СЛ			С			Т			ОТ		
номинальный	предельное отклонение (+)	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг	номинальная, мм	предельное отклонение (+), мм	масса, кг
50	0,2	–	–	–	1,8	0,4	0,422	2,4	0,5	0,552	3,7	0,6	0,809
63	0,2	–	–	–	1,9	0,4	0,562	3,0	0,5	0,854	4,7	0,7	1,29
75	0,3	1,8	0,4	2,2	2,2	0,5	0,782	3,6	0,6	1,22	5,6	0,8	1,82
90	0,3	1,8	0,4	2,7	2,7	0,5	1,13	4,3	0,7	1,75	6,7	0,9	2,61
110	0,3	2,2	0,5	3,2	3,2	0,6	1,64	5,3	0,8	2,61	8,2	1,1	3,90
125	0,4	2,5	0,5	3,7	3,7	0,6	2,13	6,0	0,8	3,34	9,3	1,2	5,01
140	0,4	2,8	0,5	4,1	4,1	0,7	2,65	6,7	0,9	4,18	10,4	1,3	6,27
160	0,4	3,2	0,6	4,7	4,7	0,7	3,44	7,7	1,0	5,47	11,9	1,4	8,17
200	0,4	4,0	0,6	5,9	5,9	0,8	5,37	9,6	1,2	8,51	14,9	1,7	12,8
225	0,5	4,5	0,7	6,6	6,6	0,9	6,76	10,8	1,3	10,8	16,7	1,9	16,1
280	0,6	5,5	0,8	8,2	8,2	1,1	13,4	13,4	1,6	16,6	20,8	2,3	24,9
315	0,6	6,2	0,9	9,2	9,2	1,2	13,2	15,0	1,7	20,9	23,4	2,6	31,5

3.1.6.1. Трубы, изготовленные на основе стекловолокна

Более 25 лет американский концерн «Овенс Горнинг» выпускает большой ассортимент изделий на основе стекловолокна, в их числе и трубы. Эти трубы производятся на 20 заводах по всему миру.

Поскольку трубы, изготовленные на основе стекловолокна, по основным показателям имеют явные преимущества по сравнению с трубами из традиционных материалов, предназначенными для монтажа систем внешнего водоснабжения и водоотведения как в коммунальном хозяйстве, так и во мно-

гих отраслях промышленности России, целесообразно ознакомить с ними специалистов, сооружающих эти системы.

Вопрос о сооружении трубного завода для изготовления таких труб в России в недалеком будущем, очевидно, будет включен в строительную программу.

Для ознакомления с основными техническими характеристиками этих труб в справочнике приведены данные завода этого концерна, находящегося в Норвегии (табл. 3.1.6.8).

Таблица 3.1.6.8

Трубы концерна FlowtiteTM

Свойства	Преимущества
Изготовлены из стойких к коррозии неметаллических материалов	Долговечность и эффективность в эксплуатации Не требуется активная катодная защита Не нужны удорожающие трубопровод наружное и внутреннее покрытия, обмотка, окраска или полиэтиленовые рукава Низкие эксплуатационные затраты Гидравлические характеристики остаются неизменными во времени
Соединительные муфты изготовлены из стойких к коррозии материалов с уплотнением эластомерными кольцами	Легкость соединений уменьшает время монтажа Непроницаемость, эффективность конструкции соединений исключает инфильтрацию и утечки Не требуется дополнительная удорожающая заделка соединений Сохраняя качество соединений, допускает изменение угла стыковки секций трубопровода, уменьшая тем самым количество фитингов
Низкий вес: 1/4 веса стальных труб и 1/10 бетонных	Легкость монтажа Не требуется дорогостоящее оборудование для укладки Низкая стоимость транспортировки
Предельно гладкий канал	Низкое трение, снижающее потери энергии на перекачку Чистая прибыль от экономии энергии в течение проектного срока эксплуатации сопоставима с капитальными вложениями на трубопровод
Свойства и ассортимент труб соответствуют мировым стандартам или превосходят их	Гарантировано высокое качество продукции Придает уверенность при проектировании труб Возможность изготовления широкой номенклатуры фитингов как стандартных, так и нестандартных Конкурентоспособные цены

FlowtiteTM-трубы производятся по всему миру. Flowtite Pipe & Tank в Норвегии является одним из заводов-производителей.

Трубы FlowtiteTM сконструированы для использования в напорных и самотечных системах транспортирования жидкости и применяются: для передачи и распределения питьевой воды; бытовой канализации; ливневой канализации; напорных водоводов электростанций; приемных и охлаждающих линий морской воды; систем охлаждения электростанций.

Трубы FlowtiteTM имеют следующие характеристики:

номинальный диаметр (мм): от 100 до 3700;

длина 6 и 12 м или по спецзаказу;

класс давления: 1, 6, 10, 16, 25, 32 атм;

класс прочности: 2500, 5000, 10 000 Н/м;

фитинг и арматура (обычно используемые) – отводы, тройники, переходники.

Трубы FlowtiteTM испытаны и одобрены для транспортирования питьевой воды на соответствие критериям многих ведущих мировых испытательных институтов: NSF (США), Lyonnaise des Eaux (Франция), WRC (Англия), ГСЭН Минздрава России (Россия), TZW (Германия), KTWA (Нидерланды).

Трубы FlowtiteTM являются упругими, со сложной структурой навивки нитей и производятся на основе армированных стекловолокном термореактивных полиэфирных смол и песчаного наполнителя.

В противоположность другим материалам трубопроводы FlowtiteTM долговечны и эффективны при малых затратах на эксплуатацию и обслуживание.

Трубы FlowtiteTM соединяются стандартными муфтами, изготовленными из тех же сырьевых материалов, что и трубы. Уплотнительные кольца соединений – эластомерный материал, подбираемый в соответствии с назначением труб.

Соединение труб

Проведение соединения труб

Ослабляются продольные натягиватели и удаляются деревянные бруски перед повторной затяжкой натягивающих элементов для ввода муфты на предварительно подсоединенные трубы. Проверьте правильное положение края муфты относительно полосы совмещения (рис. 3.1.6.1, 3.1.6.2).

Проверьте также, чтобы прокладки находились в требуемом положении после проведения соединения. Правильный прием заключается в том, чтобы вставить очень тонкую полоску мягкого металла (обычно называемую «толщиномером»), а затем провести ее по окружности собранного соединения. Это поможет вам определить какую-либо неправильно размещенную прокладку.

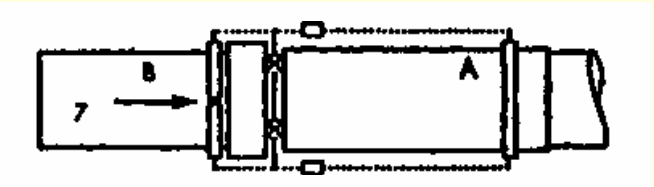


Рис. 3.1.6.1. Соединительная муфта

Справочник по Гидравлике

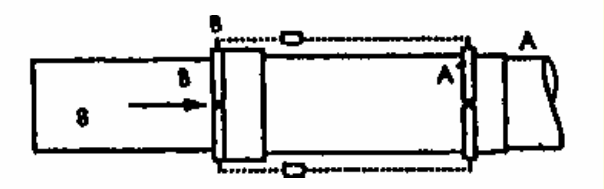


Рис. 3.1.6.2. Трубное соединение

Примечание: Когда будет выполнен шаг *8,* хомут В остается на своем месте, пока хомут А передвигается на следующую трубу, которая должна быть подсоединена.

Проведение соединения с помощью центрального регистра

Нужно следовать тем же базисным процедурам проведения соединения, за исключением того, что положение хомута В нет необходимости точно определять, и части охвата вставляются до того, пока не коснутся центрального стопорного регистра.

Регистр обеспечивает установку в нужное положение концов труб без непосредственного обращения к полоскам совмещения.

Примечание: Рекомендуется засыпка труб по возможности сразу же после проведения соединения, чтобы предотвратить смещение вследствие изменения температуры. Если ожидается существенное изменение температуры (например, на 20 °C) для незасыпанной трубы, то компенсация возможного смещения может быть достигнута посредством оставления промежутка до 20 мм между охватывающими концами.

Соединение с помощью предварительно закрепленной муфты FLOWTITE

Завод-изготовитель, устанавливающий муфту, будет иметь центральный стопорный регистр. Таким образом, этап соединения первой установки муфты на трубу исключается из процедуры.

Угловое отклонение двухконусной муфты FLOWTITE

Максимальное угловое отклонение (изгиб) на каждом муфтовом соединении не должно превышать тех значений, которые даны в табл. 3.1.6.9 и 3.1.6.10. Трубы должны быть соединены по прямой линии, а также после этого отклонены на требуемый угол (см. рис. 3.1.6.1 для определения условий).

Таблица 3.1.6.9

Угловое отклонение двухконусной муфты

Номинальный диаметр трубы, мм	Давление (НД), бар			
	до 16	20	25	32
	Номинальный угол отклонения, град.			
$D_н \le 500$	3,0	2,5	2,0	1,5
$500 < D_н \le 900$	2,0	1,5	1,3	1,0
$900 < D_н < 1800$	1,0	0,8	0,5	0,5
$1800 > D_н$	0,5	NA	NA	NA

Таблица 3.1.6.10

Смещение и радиус кривизны

Угол отклонения, град.	Номинальное смещение, мм, при длине трубы, м			Номинальный радиус кривизны, м, при длине трубы, м		
	3	6	12	3	6	12
3,0	157	314	628	57	115	229
2,5	136	261	523	69	137	275
2,0	105	209	419	86	172	344
1,5	78	157	313	114	228	456
1,3	65	120	240	132	265	529
1,0	52	105	209	172	344	688
0,8	39	78	156	215	430	860
0,5	26	52	104	344	688	1376

Примечание: Приведенные выше данные предназначены только для информационных целей. Минимальная допустимая длина является функцией от номинального давления, типа засыпки и уплотнения. Обратитесь к поставщику труб для получения какой-либо специфической информации.

Чистка и смазывание охватываемых раструбом частей трубы

Проведите повсеместную чистку тех частей трубы, которые охватываются раструбом муфты для того, чтобы удалить какую-либо грязь, мелкие твердые частицы, жир и так далее. Используя чистую ткань, нанесите тонкий слой смазки на эти охватываемые части от конца трубы до черной полосы совмещения. После проведения смазки позаботьтесь о том, чтобы муфта и охватываемые зоны сохранились в чистоте.

Внимание! Очень важно использовать только надлежащий смазочный материал. Поставщик предоставляет достаточное количество смазки с каждой поставкой муфт. Если по какой-нибудь причине вы израсходуете смазку, пожалуйста, обратитесь к поставщику для обеспечения дополнительных поставок или для получения совета относительно альтернативных смазочных материалов.

Осуществление соединения без центрального регистра

Возможно соединение отдельной трубы и муфт без эластомерического центрального останавливающего регистра.

Закрепление хомутов

Хомут А фиксируется где-либо на первой трубе или оставляется в том же положении, которое было при прошлом соединении. Зафиксируйте хомут В на той трубе, которая будет подключена в надлежащем месте, связанном с полосой совмещения на охватывающем конце, с тем, чтобы действовать помимо прочего в качестве стопора (рис. 3.1.6.3).

Примечание: Механический установочный хомут должен действовать как для остановки и определения положения муфты, так и в качестве прибора, на котором будет закрепляться стягивающее оборудование (продольный натягива-

Справочник Гидравлика

тель). Место контакта хомута с трубой должно иметь накладку или какой-то иной защитный элемент для того, чтобы предотвратить повреждение трубы и иметь высокую фрикционную стойкость относительно поверхности трубы. Если хомутов нет в наличии, могут быть использованы нейлоновые стропы или трос (рис. 3.1.6.4). Однако должна соблюдаться осторожность при совмещении муфты. Трубный хомут имеет преимущество, так как он действует в качестве стопора, предотвращая превышение нормы вставления. Если хомут не используется, вставляйте охватываемые зоны до того, пока исходная линия (полоса совмещения) не совместится с краем муфты.

Размещение трубы

Труба, которая должна быть подсоединена, размещается на подушке с достаточным расстоянием от предварительно соединенной трубы для того, чтобы дать возможность опустить муфту на исходную позицию.

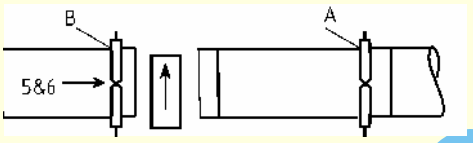


Рис. 3.1.6.3. Расположение хомутов

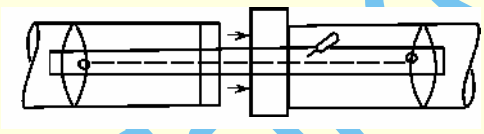


Рис. 3.1.6.4. Проведение соединения труб без использования хомутов

Подсоединение муфты

Продольные натягиватели установлены для того, чтобы соединять хомуты труб и две размером 10 х 10 см деревянные балки или подобные им элементы (большие диаметры могут потребовать переборки), которые размещаются между предварительно подсоединенной трубой и муфтой (рис. 3.1.6.5).

Примечания: 1. Приблизительная сила соединения составляет 1 кг на 1 мм диаметра.

2. Для меньших диаметров (100–20 мм) может оказаться возможным соединять трубу и муфту без использования продольных натягивателей. Применение рычагов является обычным для соединения труб малых диаметров.

Согнутые под углом муфтовые соединения фиксируются грунтом, окружающим трубу и муфту. Чтобы скомпенсировать усилие (НД > 1), действующее на трубу, угловые соединения должны быть засыпаны грунтом плотностью не менее 90%.

Муфтовые соединения, которые размещаются с вертикальным угловым поворотом, должны быть засыпаны до минимальной глубины закрытия – 1,2 м для давления НД 16 бар и выше.

Смещение трубы относительно оси

Максимальное смещение от оси концов примыкающих труб составляет 5 мм (рис. 3.1.6.6). Рекомендуется, чтобы смещение было проверено около упорных блоков, клапанных камер и других подобных структур, а также у закрытых и ремонтируемых мест.

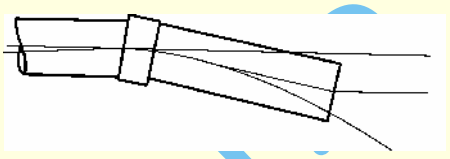


Рис. 3.1.6.5. Двухконусная муфта, угловое отклонение соединения

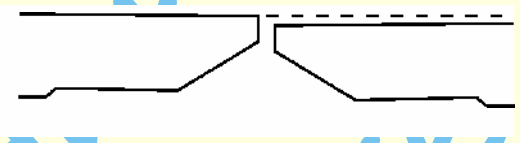


Рис. 3.1.6.6. Смещение относительно оси

Фланжированные соединения

Стеклопластиковые фланцы должны соединяться в соответствии со следующей процедурой (рис. 3.1.6.7).

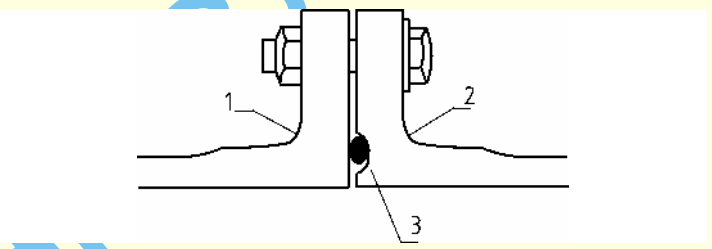


Рис. 3.1.6.7. Фланцевое соединение:
1 – металлический фланец; *2* – стекловолоконный фланец;
3 – О-образная кольцевая прокладка

1. Полностью прочистите переднюю поверхность фланца и О-образную кольцевую канавку.

2. Обеспечьте, чтобы О-образная кольцевая прокладка была чистой и неповрежденной. Не используйте прокладки с дефектами.

3. Поместите О-образное кольцо в канавку и закрепите на месте посредством маленьких полосок клейкой ленты.

4. Совместите фланцы, которые должны быть соединены.

5. Вставьте болты, шайбы и гайки. Вся конструкция должна быть чистой и смазанной с помощью смазки, чтобы избежать неправильного затягивания. Шайбы необходимо использовать на всех стеклопластиковых фланцах.

6. Используя гаечный ключ с ограничением по крутящему моменту, затяните все болты до крутящего момента 35 Н·м (25 фунт-силы) [20 Н·м (15 фунт-силы) для меньшего диаметра], следуя стандартной последовательности по затяжке болтов фланца.

7. Повторите данную процедуру, увеличив крутящий момент для болтов до 70 Н·м (50 фунт-силы) [35 Н·м (25 фунт-силы) для меньшего диаметра] или до тех пор, пока фланцы не соприкоснутся своими внутренними краями. Не превы-

шайте данный крутящий момент. Если сделать так, то это может привести к повреждению стеклопластиковых фланцев.

8. Проверьте затяжку болтов через один час и отрегулируйте, если потребуется, до значения 70 Н·м (50 фунт-силы) [35 Н·м (25 фунт-силы) для меньшего диаметра].

Примечание: Когда производится соединение двух стеклопластиковых фланцев, то на передней части только один из фланцев должен иметь канавку под прокладку.

3.1.6.2. Трубы из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом (ВЧШГ)

Высокопрочный чугун с шаровидным графитом (ВЧШГ) отличается от серого чугуна с пластинчатой формой графита тем, что обладает высокими прочностными свойствами, близкими к свойствам углеродистой стали (предел прочности при растяжении, предел текучести и относительное удлинение), и повышенной коррозионной стойкостью. Основные требования к трубам, серийно производимым ОАО «Липецкий металлургический завод «Свободный сокол», их качеству, механической прочности и т. д. определены техническими условиями ТУ 14-154-23–90, соответствующими требованиям международного стандарта ISO 2531. Напорные трубы отливаются центробежным способом из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом и имеют следующий химический состав (табл. 3.1.6.11).

Таблица 3.1.6.11

Химический состав ВЧШГ

Наименование элемента	Углерод C	Кремний Si	Марганец Mn	Медь Cu	Титан Ti
Массовая доля	3,5–3,9	1,7–2,3	0,1–0,2	Не более 0,02	Не более 0,04
Наименование элемента	Никель Ni	Магний Mg	Сера S	Фосфор P	Хром Cr
Массовая доля	Не более 0,02	0,003	Не более 0,01	Не более 0,1	Не более 0,015

Производимые заводом раструбные трубы соединяются между собой с помощью универсальной резиновой манжеты и рассчитаны на рабочее давление в трубопроводах до 16 кгс/см^2. Кроме того, разработана технология сварки труб как между собой, так и со стальными трубами и изделиями, что позволяет использовать трубы из ВЧШГ при строительстве трубопроводов для горячего водоснабжения, теплотрасс, газо- и нефтепроводов (опыт строительства и эксплуатации указанных трубопроводов имеется с 1982 г.). Сортамент, размеры и масса труб по ТУ 14-154-23–90 (в сравнении с международным стандартом ISO 2531) приведены в табл. 3.1.6.12 – 3.1.6.14 (см. рис. 3.1.6.8).



Рис. 3.1.6.8. Толщина стенки трубы, s_1, и толщина цементно-песчаного покрытия, s_2

Таблица 3.1.6.12

Требования к трубам по ISO 2531

Требования ISO 2531					
Номинальный диаметр, мм	D_n, мм	s_1, мм	Масса раструба, кг	Масса 1 п/м трубы без раструба, кг	Масса трубы L = 6 м с раструбом, кг
100	118	6,1	4,3	15,1	95
150	170	6,3	7,1	22,8	144
200	222	6,4	10,3	30,6	194
250	274	6,8	14,2	40,2	255
300	326	7,2	18,6	50,8	323

Таблица 3.1.6.13

Требования к трубам по ТУ 14-154-23–90

Требования ТУ 14–154–23–90					
Номинальный диаметр, мм	D_n, мм	s_1, мм	Масса раструба, кг	Масса 1 п/м трубы без раструба, кг	Масса трубы L = 6 м с раструбом, кг
100	118	6,1	4,6	15,54	97,8
150	170	6,3	7,8	23,48	149
200	222	6,4	10,5	31,41	199
250	273	6,8	14	41,21	261
300	325	7,2	18	52,09	331

Таблица 3.1.6.14

Сравнения показателей по ISO 2531 и ТУ 14-154-23–90

Наименование показателей	Требования ISO 2531	Требования ТУ 14–154–23–90
Допуск на стандартную длину	± 30 мм	10 мм
Стандартная рабочая длина труб	4 – 6 м	6 м
Отклонение от стандартной рабочей длины	± 250 мм	500 мм
Гидроиспытание труб	5 МПа (50 кгс/см^2)	5 МПа (50 кгс/см^2)

Повышенные механические свойства труб обеспечиваются химическим составом чугуна и высокотемпературным отжигом и позволяют эксплуатировать трубы при знакопеременных нагрузках и подвижке грунта.

Механические свойства металла труб и металла фасонных частей, определяемые при испытании образцов, должны быть не более величин, указанных в табл. 3.1.6.15.

Справочник гидравлика

Таблица 3.1.6.15

Механические свойства труб

Наименование показателей	Категория качества	
	первая	вторая
Предел прочности, МПа (кгс/мм^2)	430(43)	440(44)
Предел текучести, МПа (кгс/мм^2)	310(31)	310(31)
Удлинение, % (относительное)	11	12
Ударная вязкость, кгс/мм^2	3	3,5
Твердость металла (не более), НВ	230	230

3.1.6.2.1. Внутреннее покрытие труб

По требованию потребителя на внутреннюю поверхность труб наносится слой песчано-цементного покрытия (рис. 3.1.6.8), толщина и свойства которого соответствуют требованиям ТУ 14-154-23–90, ISO 4179 и ISO 6600 (табл. 3.1.6.16). Допускается ремонт поврежденных участков песчано-цементного покрытия, образовавшихся при транспортировке.

Таблица 3.1.6.16

Сортамент труб

Условный проход D_y, мм	Наружный диаметр $D_н$ и предельные отклонения, мм	Толщина стенки трубы s_1 и предельные отклонения, мм	Толщина цементного покрытия s_2, мм	Масса 1 м цементного покрытия трубы, кг	Масса трубы с внутренним покрытием с раструбом 6 м, кг
100	$118^{+1,1}_{-1,3}$	$6,1^{-1,4}$	3,0	2,23	111
150	$170^{+1,3}_{-1,3}$	$6,3^{-1,5}$	3,0	3,34	169
200	$222^{+1,1}_{-1,8}$	$6,4^{-1,5}$	3,2	4,76	228
250	$273^{+1,6}_{-1,6}$	$6,8^{-1,6}$	3,2	5,92	297
300	$325^{\pm1,6}$	$7,2^{-1,6}$	3,2	7,10	374

3.1.6.2.2. Наружное покрытие труб

На наружную поверхность труб наносится слой битумного лака, разрешенный Госкомитетом СЭН РФ для применения в качестве наружных покрытий трубопроводов в хозяйственно-питьевом водоснабжении. По требованию потребителя трубы могут поставляться без наружного покрытия.

3.1.6.2.3 Комплектация и монтаж труб

Трубы поставляются потребителю в комплекте с универсальными резиновыми кольцами по ТУ 38-105-895–90 «Кольца резиновые для чугунных напорных труб» (предназначенных для работы в системах водоснабжения с рабочим давлением до 16 кгс/см^2 и допускающих осевое отклонение труб до 5°). Кольца изготовлены из материала, который разрешен Госкомитетом СЭН РФ для применения в практике хозяйственно-питьевого водоснабжения. Долговечность герметичности стыкового соединения обеспечивается на срок не менее 50 лет (табл. 3.1.6.17).

Таблица 3.1.6.17

Трубы ВЧШГ, выпускаемые ОАО ЛМЗ «Свободный сокол»

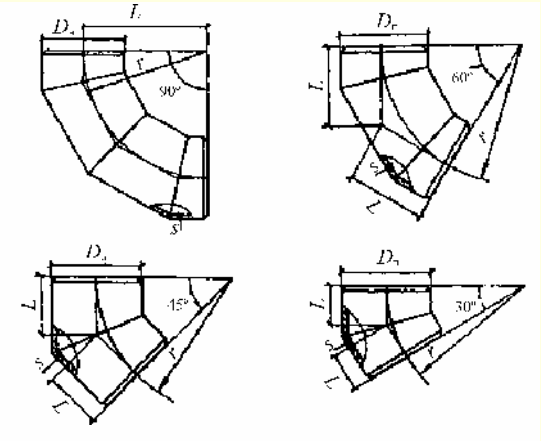
D_y, мм	Длина трубы, м	Количество труб в тонне, шт.			Вагонная норма труб, шт.
		С цементным и наружным покрытием	Без цементного покрытия с наружным	Без цементного и наружного покрытия	
100	6	9	10,22	10,22	598 (с цементным покрытием) (690)
150	6	5,92	6,71	6,71	384
200	6	4,39	5,03	5,03	216
250	6	3,37	3,83	3,83	140
300	6	2,67	3,02	3,02	96

3.1.7. Фасонные части

3.1.7.1. Стальные секционные сварные фасонные части (табл. 3.1.7.1–3.1.7.4)

Таблица 3.1.7.1

Размеры, мм, и масса, кг, отводов сварных – из углеродистой стали с углом 30, 45, 60 и 90 °на $p \le 10$ МПа



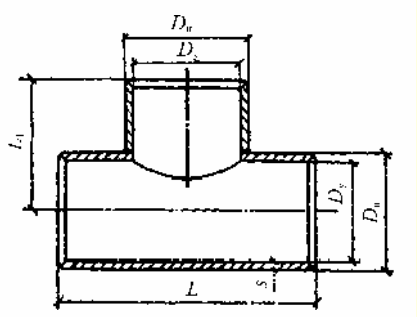
Справочник по

Продолжение табл. 3.1.7.1.

$D_у$	$D_н$	s	r	Отводы с углом							
				30°		45°		60°		90°	
				L	масса	L	масса	L	масса	L	масса
Отводы с радиусом $r = 1{,}5D_у$											
700	720	8 9 11	1050	281	80,02 89,95 109	435	123 138 168	605	160 181 219	1050	240 271 328
800	820	9 12	1200	322	117 156	497	180 240	694	234 312	1200	352 468
900	920	9 10 12	1350	362	148 164 198	560	227 254 303	780	295 328 394	1350	442 497 592
1000	1020	9 10 11 14	1500	402	182 202 222 283	620	282 312 342 435	865	364 404 444 565	1500	545 606 666 847
1200	1220	10 12 14	1800	482	290 347 404	746	446 537 624	1040	580 695 809	1800	871 1044 1217
Отводы с радиусом $r = D_у$											
700	720	8 9 11	700	188	53,6 60,59 73,57	290	82,3 93,1 113	404	107 121 147	700	161 182 221
800	820	9 12	800	214	78,48 105	331	120 161	462	157 210	800	235 315
900	920	9 10 12	900	241	98,92 110 132	373	152 169 203	520	198 220 264	900	297 329 397
1000	1020	9 10 11 14	1000	268	122 135 149 189	414	189 210 230 293	578	244 271 298 378	1000	365 408 448 567
1200	1220	10 12 14	1200	322	194 233 272	497	298 359 418	693	388 466 542	1200	583 699 800
1400	1420	10 12	1400	375	263 316	580	407 488	808	525 631	1400	788 947

Таблица 3.1.7.2

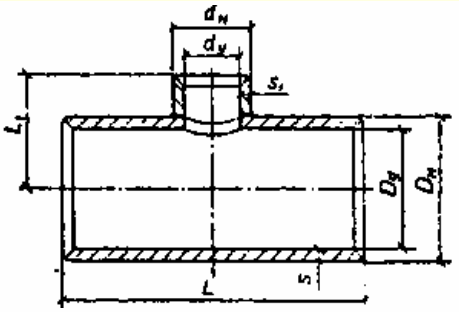
Размеры, мм, и масса, кг, тройников проходных из углеродистой стали на $p \le 10$ МПа



$D_у$	L	L_1	$D_н$	s	Масса	$D_у$	L	L_1	$D_н$	s	Масса
450	1000	440	478	9	126	900	1900	720	920	9	438
500	1100	490	529		154						
600	1300	555	630	9	213	1000	2100	790	1020	10	595
				10	237					14	823
700	1500	600	720	9	276	1200	2500	910	1220	12	1003
				11	339					14	1170
800	1700	670	820	9	354	1400	2900	1010	1420	14	1559
				12	471						

Таблица 3.1.7.3

Размеры, мм, и масса, кг, тройников переходных сварных из углеродистой стали на $p_y \le 10$ МПа



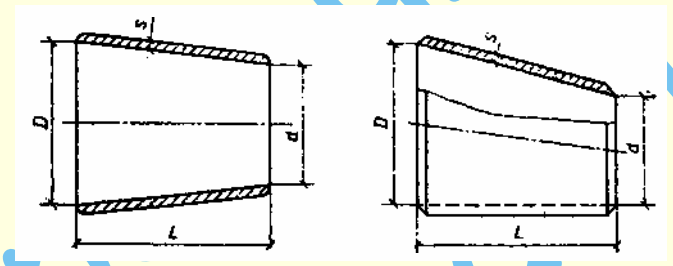
$D_y \times d_y$	$D_н$	$d_н$	s	s_1	L	L_1	Масса
1	2	3	4	5	6	7	8
450 × 250		273		7		410	98,8
450 × 300	478	325			900		103
450 × 350		377	9	9		430	105
500 × 300		325					136
500 × 350	529	377				450	138
500 × 400		426			1100	470	140
600 × 300	630	325	10	9	1300	480	205
600 × 350		377					210
600 × 400	630	426	9	9	1300	510	192
			10				210
600 × 450	630	478	9	9	1300	520	194
			10				213
600 × 500	630	529	9	9	1300	540	198
			10				215
700 × 350	720	377	11	9	1500	550	248
700 × 400	720	426	9	9	1500	550	248
			11				298
700 × 450	720	478	9	9	1500	560	250
			11				299
700 × 500	720	529	9	9	1500	600	256
			11				305
700 × 600	720	630	9	9	1500	600	290
			11				307
800 × 400	820	426	9	9	1700	600	317
			12				414
800 × 450	820	478	9	9	1700	610	390
			12				416
800 × 500	820	529	9	9	1700	635	323
			12				418
800 × 600	820	630	9	9	1700	650	327
			12				421
800 × 700	820	720	9	9	1700	650	331
			12				422
900 × 450	920	478	9	9	1900	660	396
			14				600
900 × 500		529				660	403
900 × 600	920	630	9	9	1900	700	404
900 × 700		720					407
900 × 800		820				720	414
1000 × 500	1020	529	10	9	2100	750	539
			14				739
1000 × 600	1020	630	10	9	2100	750	542
			14				737

Продолжение табл. 3.1.7.3

1	2	3	4	5	6	7	8
1000 × 700	1020	720	10	9	2100	750	542
			14				736
1000 × 800	1020	820	10	9	2100	750	546
			14				737
1000 × 900	1020	920	10	9	2100	770	549
							735
			14	10			743
1200 × 700	1220	720	12	9	2500	850	904
			14				1045
1200 × 800	1220	820	12	9	2500	870	906
			14				1045
1200 × 900	1220	920	12	9	2500	870	906
			14	10			1051
1200 × 1000	1220	1020	12	9	2500	870	909
			14	10			1054

Таблица 3.1.7.4

Размеры, мм, и масса, кг, переходов сварных из углеродистой стали концентрических и эксцентрических на $p_y \le 4$ МПа



$D_y \times d_y$	D	d	s	L	L_1	Масса переходов	
						концентрических	эксцентрических
1	2	3	4	5	6	7	8
600 × 300		305		733	733	70,2	70,9
600 × 350		357		615	614	62	62,7
600 × 400	618	410	8	490	489	52	52,6
600 × 450		462		368	366	40,8	41,6
600 × 500		513		247	247	28,8	29,3
600 × 300		303		733	733	87,5	88,4
600 × 350		355		610	610	76,8	77,5
600 × 400	614	410	10	481	480	64	64
600 × 450		462		358	358	50,4	49,5
600 × 500		513		238	238	34,8	34,3
700 × 400		413		695	694	80,7	81
700 × 450		465		572	572	67,8	70,3
700 × 500	708	516	8	453	452	57	57,7
700 × 600		614		222	221	30	30,5
700 × 350		355		822	826	114	115
700 × 400		410		697	696	80,7	102
700 × 450	706	462	10	575	574	69,5	87,9
700 × 500		513		455	454	57,4	72,5
700 × 600		610		226	226	30,8	38,9
800 × 400		410		933	931	147	148
800 × 450		662		810	809	133	134
800 × 500	806	513	10	690	689	118	119
800 × 600		612		457	456	83,7	84,8
800 × 700		702		245	245	47,8	48,2
800 × 400		406		926	924	174	175

Продолжение табл. 3.1.7.4

1	2	3	4	5	6	7	8
800 × 450		458		803	802	157	159
800 × 500	799	509	12	683	682	139	140
800 × 600		608		450	449	98	99,6
800 × 700		696		243	242	56,2	56,9
900 × 450		462		1041	1040	183	186
900 × 500		513		921	920	168	170
900 × 600	904	612	10	688	687	134	136
900 × 700		702		476	475	98,4	99,7
900 × 800		800		245	245	54,2	54,4
900 × 450		458		1039	1037	220	221
900 × 500		509		919	917	201	204
900 × 600	899	608	12	686	685	160	162
900 × 700		696		478	478	118	120
900 × 800		793		250	249	65,5	66,2
1000 × 500		513		1157	1155	226	228
1000 × 600		617		912	910	190	192
1000 × 700	1004	707	10	700	699	154	156
1000 × 800		804		471	470	109	111
1000 × 900		900		245	245	59,3	60,8
1000 × 500		513		1152	1150	272	285
1000 × 600		612		919	917	230	244
1000 × 700	1002	702	12	707	706	187	202
1000 × 800		800		476	475	134	148
1000 × 900		898		245	245	73	87
1000 × 500		509		1145	1143	314	317
1000 × 600		608		912	910	266	268
1000 × 700	995	696	14	704	703	217	219
1000 × 800		793		476	475	155	156
1000 × 900		893		240	240	82,4	83,1
1200 × 600		617		1378	1376	324	326
1200 × 700		707		1166	1164	288	290
1200 × 800	1202	804	10	938	936	242	245
1200 × 900		900		712	710	193	194
1200 × 1000		1000		476	475	135	136
1200 × 600		610		1388	1385	389	393
1200 × 700		700		1176	1174	345	350
1200 × 800	1199	800	12	940	939	291	293
1200 × 900		898		709	708	231	232
1200 × 1000		998		474	473	161	162
1200 × 600		608		1383	1381	454	456
1200 × 700		696		1176	1174	405	407
1200 × 800	1195	793	14	947	946	342	344
1200 × 900		893		712	710	270	272
1200 × 1000		989		485	485	193	193
1400 × 700		700		1654	1651	446	452
1400 × 800		800		1418	1416	401	404
1400 × 900	1402	900	10	1183	1181	349	354
1400 × 1000		1000		947	946	291	295
1400 × 1200		1198		481	480	158	161
1400 × 700		707		1530	1627	526	536
1400 × 800		804		1402	1400	471	482
1400 × 900	1339	902	12	1171	1169	411	420
1400 × 1000		998		945	943	344	353
1400 × 1200		1198		473	473	184	189

3.1.7.2. Полиэтиленовые фасонные части (табл. 3.1.7.5, 3.1.7.6)

Таблица 3.1.7.5

Размеры и масса крестовин, тройников, отводов, втулок под фланец по ГОСТ 22689.1 и РТМ 36.44.153–87

$D_н$, мм	Масса (не более), кг															
	крестовины прямые				тройники прямые				отводы прямые				втулки под фланец			
	ПВД типа		ПНД типа		ПВД типа		ПНД типа		ПВД типа		ПНД типа		ПВД типа		ПНД типа	
	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т
25	–	–	–	–	0,09	–	0,06	–	–	–	0,04	0,04	0,03	0,06	0,03	0,03
32	–	–	–	–	0,14	–	0,09	–	–	–	0,05	0,05	0,05	0,07	0,04	0,05
40	–	–	–	–	0,23	–	0,14	–	*	*	$0,08^{+}$	$0,1\ 2^{+}$	$0,08^{+}$	$0,12^{+}$	$0,07^{+}$	$0,08^{+}$
50	0,24	0,34	*	*	0,37	–	0,23	–	*	*	0,13	0,2	0,13	0,19	0,09	0,12
63	–	–	–	–	0,75	–	0,46	–			0,28	0,43	0,21	0,29	0,15	0,19
75	–	–	–	–	1,11	–	0,69	–			0,43	0,64	0,34	0,46	0,25	0,32
90	*	*	*	*	1,67	–	1,04	–	*	*	0,66	1,02	0,48	0,64	0,34	0,45
110	*	*	*	*	2,72	–	1,69	–	*	*	1,09	1,67	0,7	0,86	0,49	0,64
125	–	–	–	–	4,64	–	2,89	–	–	–	1,81	2,70	0,90	1,22	0,64	0,83
140	–	–	–	–	–	–	3,86	–	–	–	2,34	3,63	–	–	0,92	1,17
160	–	–	–	–	–	–	5,38	–	–	–	3,4	4,22	–	–	1,05	1,38
180	–	–	–	–	–	–	7,19	–	–	–	4,6	6,04	–	–	1,4	1,81
200	–	–	–	–	–	–	9,08	–	–	–	5,86	9,0	–	–	1,53	2,04
225	–	–	–	–	–	–	12,01	–	–	–	7,93	12,19	–	–	1,86	2,51
280	–	–	–	–	–	–	20,40	–	–	–	16,02	24,20	–	–	3,23	4,36
315	–	–	–	–	–	–	26,18	–	–	–	23,21	34,40	–	–	4,18	5,51

Примечание: «*» – выпускаются по ГОСТ 22689.1.

Таблица 3.1.7.6

Размеры и масса переходов из полиэтилена

$D_н$, мм	Масса, кг				$D_н$, мм	Масса, кг			
	ПНД типа		ПВД типа			ПНД типа		ПВД типа	
	С	Т	С	Т		С	Т	С	Т
32 × 25	0,02	0,03	0,02	0,02	160 × 110	–	–	0,51	0,78
40 × 32	0,03	0,05	0,05	0,02	160 × 140	–	–	0,39	0,60
50 × 40	0,06	0,08	0,03	0,05	180 × 160	–	–	0,50	0,77
63 × 50	0,09	0,12	0,05	0,08	200 × 180	–	–	0,62	0,96
75 × 63	0,12	0,20	0,08	0,11	225 × 160	–	–	1,24	1,89
90 × 75	0,20	0,29	0,12	0,18	225 × 200	–	–	0,88	1,36
110 × 63	0,36	0,51	0,21	0,31	250 × 225	–	–	0,93	1,43
110 × 90	0,29	0,43	0,17	0,27	280 × 250	–	–	1,26	1,94
125 × 110	0,36	0,52	0,21	0,32	315 × 225	–	–	2,77	4,18
140 × 125	–	–	0,27	0,41	315 × 280	–	–	1,73	2,62

3.1.7.3. Фасонные части из поливинилхлорида (табл. 3.1.7.7–3.1.7.10)

Таблица 3.1.7.7

Размеры и масса муфт, угольников и тройников из поливинилхлорида для клеевых соединений (ТУ 6-49-18–90)

$D_н$ (не более), мм	Масса, г		
	муфта	угольник	тройник
24,5	11	17	22
29,5	17	25	35
35,5	27	44	55
43,5	43	65	95
52,5	70	105	150
64	110	200	250
79,5	185	320	410
133	770	1250	1750
193	2200	3700	5100

Таблица 3.1.7.8

Размеры и масса переходов из поливинилхлорида для клеевых соединений (ТУ 6-49-18–90)

Условный проход, мм	Масса, г
20 × 16	11
25 × 20	18
32 × 25	32
40 × 32	55
50 × 40	85
63 × 50	148
110 × 50	420
160 × 110	1350

Таблица 3.1.7.9

Размеры и масса тройников из поливинилхлорида для соединения под резиновое кольцо (ТУ 6-19-223–85)

$D_{вн}$, мм	Масса, г
63,6	850
75,6	1100
90	1900
110	3300
160	7100

Таблица 3.1.7.10

Размеры и масса втулок под фланцы из поливинилхлорида для клеевых соединений (ТУ 6-49-18–90)

Условный проход, мм	Масса, г
16	8
20	10
25	17
32	26
40	26
50	48
63	62
110	460
160	1150

3.1.8. ПРОКЛАДКИ И ПРОКЛАДОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Прокладочные материалы применяют для уплотнения фланцевых соединений трубопроводов, арматуры, насосов, компрессоров, сосудов. Прокладки изготавливают из паронита, резины, картона, фторопласта-4, асбеста и композиционных материалов на их основе, а также меди, алюминия, углеродистой и нержавеющей стали. Широко применяют плоские и гофрированные асбестометаллические прокладки, линзовые, овальные, зубчатые прокладки из углеродистых и легированных сталей.

Материал для изготовления прокладок выбирают в зависимости от химического состава и температуры транспортируемой среды, конструкции фланцев и нормируемого давления в трубопроводе.

Размеры прокладок исполнения А, Б, В, Г, Д принимаются по ГОСТ 15180.

Паронит (ГОСТ 481) – основной прокладочный материал для фланцевых соединений, работающих в районах с умеренным, тропическим и холодным климатом с t до –60 °С. Его изготавливают из смеси асбестовых волокон, растворителя, каучука и наполнителей. Для условий тропического климата в смеси добавляются фунгициды. Паронит выпускают следующих марок (табл. 3.1.8.1): ПОН, ПОН-А, ПОН-Б и ПОН-В (паронит общего назначения), ПМБ и ПМБ-1 (паронит маслобензостойкий), ПА (паронит, армированный сеткой) и ПК (паронит кислотостойкий). Паронит для уплотнения неподвижных фланцевых соединений типа «гладкий», «шип-паз», «выступ-впадина», марок ПОН, ПОН-Б, ПМБ, ПМБ-1 выпускают в листах (табл. 3.1.8.2) и в виде готовых прокладок на фланцы соответствующего сортамента.

Таблица 3.1.8.1

Условия применения паронита

Марка	Рабочая среда	Максимально допустимые		Тип соединения
		давление, МПа	температура,С	
ПОН	Пресная перегретая вода, перегретый пар, воздух	6,4	–50 ÷ +450	Для неподвижных соединений типа «гладкий» «шип-паз», «выступ-впадина», сосудов, аппаратов, насосов, арматуры, трубопроводов, компрессоров, $p_y \le 4$ МПа
	Водные растворы солей	2,5	–40 ÷ +200	
	Жидкий или газообразный азот, кислород	0,25	–182	
ПОН–Б	Пресная перегретая вода, перегретый пар, нейтральные газы	6,4	–50 ÷ +450	То же
	Воздух	1	–40 ÷ +100	
	Водные растворы солей, азот	2,5	–40 ÷ +200	
ПМБ	Тяжелые и легкие нефтепродукты, масляные фракции, расплав воска	3	300	То же
ПМБ-1	Тяжелые и легкие нефтепродукты, масляные фракции	16	–40 ÷ +250	Для неподвижных соединений типа «гладкий» «шип-паз», «выступ-впадина», сосудов, аппаратов, насосов, арматуры, трубопроводов, компрессоров, $p_y \le 2,5$ МПа
	Морская вода	10	–2 ÷ +50	
ПА	Пресная перегретая вода, перегретый пар	10	450	То же, $p_y \le 4$ МПа
	Нейтральные сухие газы, воздух	7,5	250	
	Тяжелые и легкие нефтепродукты, масляные фракции	7,5	400	
ПК	Кислоты, щелочи, окислители, агрессивные газы	2,5	250	

Таблица 3.1.8.2

Размеры листов паронита

Марка	Длина, мм	Ширина, мм	Толщина, мм	Марка	Длина, мм	Ширина, мм	Толщина, мм
ПОН	400 500 750 1000 1500 1500 1770 3000 3000	300 500 500 880 1000 1500 1500 1500 1770	0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,5; 3; 3,5; 4; 5; 6	ПМБ	500 1000 1500 1000 1770	500 750 1000 880 1000	0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,5; 2; 2,5; 3
ПА	400 500 500 750 1000 1000 1500	300 400 500 500 750 900 1000	0,8; 1; 1,2	ПМБ-1	400 500 1000 1000 1000 1000	400 500 600 700 750 800	0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,5; 2; 2,5; 3
ПОН–Б	500 1000 1000 1500 3000	500 750 1500 1500 1500	2; 2,5; 3	ПК	400 500 750 1000 1500 1500 3000 3000 3000	300 500 500 750 1000 1500 465 500 1500	0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,5; 2

Листы и прокладки из паронита необходимо хранить в закрытых помещениях при $t \le +35$ °С (для ПА – не более 65% относительной влажности воздуха) на расстоянии не менее 1 м от теплоизлучающих приборов, с защитой от действия прямых солнечных лучей. Гарантийный срок хранения паронита — два года с момента его изготовления. При хранении и транспортировании листового паронита при $t < 0$ °С прокладки из него можно изготавливать только после 24-часовой выдержки листов при $t = 20 \pm 5$ °С. Паронит можно устанавливать в узел уплотнения при температуре окружающей среды не ниже 0 °С.

Листы паронита могут поставляться в деревянных ящиках массой не более 500 кг либо стопами при транспортировании в универсальных контейнерах или при внутригородских перевозках. Готовые прокладки поставляются в пачках из 25–100 шт., упакованных в ящики или картонные коробки массой не более 50 кг.

Пластины резиновые и резинотканевые (ГОСТ 7338) в зависимости от назначения, конструкции и способа изготовления выпускают:

– трех марок: (ТМКЩ – тепломорозокислотощелочестойкая; АМС – атмосферомаслостойкая, МБС – маслобензостойкая);

– двух классов: 1 – пластины толщиной от 1 до 20 мм на $p_y \ge 1$ МПа – для уплотнения узлов; 2 – пластины толщиной от 1 до 60 мм на $p_y < 0{,}1$ МПа – в качестве подкладок и настилов;

– двух видов: Ф – формованные пластины; Н – неформованные пластины;

– двух типов: I – резиновые пластины, толщиной 1–60 мм; II – резинотканевые толщиной 2–6 мм;

– трех степеней твердости: М – мягкие; С – средние; Т – повышенной твердости.

Пластины выпускаются в виде листов (табл. 3.1.8.3):

Таблица 3.1.8.3

Размеры листов резины

Класс	Вид	Длина, мм	Ширина, мм	Толщина, мм
1	Ф	250	250	От 1 до 3
		От 250 до 1000	От 250 до 1000	÷ 3 ÷ 20
		÷ 500 ÷ 1350	÷ 500	÷ 3 ÷ 5
	Н	÷ 500 ÷ 1350	÷ 500 ÷ 1000	÷ 1 ÷ 3
		÷ 5 ÷ 1500	÷ 500 ÷ 1350	÷ 10 ÷ 20
		÷ 500 ÷ 3000	÷ 500 ÷ 1350	÷ 5 ÷ 10
2	Ф	÷ 250 ÷ 1000	÷ 250 ÷ 1000	÷ 2 ÷ 60
		÷ 500 ÷ 3000	÷ 500 ÷ 1350	÷ 1 ÷ 3
	Н	÷ 500 ÷ 3000	÷ 500 ÷ 1350	÷ 3 ÷ 10
		÷ 500 ÷ 2000	÷ 500 ÷ 1350	÷ 10 ÷ 30
		÷ 500 ÷ 1500	÷ 500 ÷ 1350	÷ 30 ÷ 50

Резиновые и резинотканевые пластины всех марок сохраняют работоспособность в условиях эксплуатации в пределах температур от –30 до +80 °С.

При транспортировании данных материалов в условиях температуры воздуха ниже –30 °С их необходимо защищать от ударов и деформаций. Перед применением поступившие с мороза изделия должны быть выдержаны 24 ч при температуре 20 ± 5 °С.

Складируемые пластины должны находиться от нагревательных приборов не ближе 1 м, защищаться: от воздействия прямых солнечных лучей, попадания масел, бензина, керосина и других веществ, разрушающих резину и ткань.

Картон асбестовый (ГОСТ 2850) в зависимости от назначения выпускают трех марок: КАОН-1, КАОН-2 (картон асбестовый прокладочный общего назначения) и КАП (картон асбестовый прокладочный). Асбестовый картон марки

Справочник гидравлика

КАОН-1 применяют для теплоизоляции поверхностей с температурой до +50 °С, а марки КАОН-2 – для уплотнения соединений арматуры, трубопроводов и аппаратуры, работающих под давлением среды до 0,6 МПа, с температурой до +500 °С. Картон марки КАП применяется для уплотнения деталей карбюраторных и дизельных двигателей. Асбестовый картон марки КАОН-1 изготавливают в виде листов размерами 600 × 1000; 800 × 1000; 850 × 1000; 1000 × 1000 мм; толщиной 3; 3,5; 4; 5; 6; 8 и 10 мм, а марки КАОН-2 размерами: 740 × 890; 800 × 1000; 850 × 1000; 1000 × 1000 и 850 × 1040 мм; толщиной: 3; 4; 5; 6 мм.

Картон прокладочный (ГОСТ 9347) используют в трубопроводах, транспортирующих воду, пар, сжатый воздух и инертный газ, масло, бензин при давлении до 0,6–1 МПа и температуре не более 100 °С. Его изготавливают двух марок: А – картон для прокладок соединений, работающих в средах: воздух, масло, бензин, – и Б – картон для прокладок соединений, работающих в средах: вода, воздух. Толщина картона марки А – 0,3; 0,5; 0,8; 1; 1,5 мм; марки Б – 0,3; 0,5; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5 мм. Плотность картона марки А – 0,8 г/см^3, марки Б – 0,7 – 0,75 г/см^3. Картон марки А толщиной до 0,8 мм поставляется в листах и рулонах, а толщиной 1 и 1,5 мм – в листах. Картон марки Б толщиной до 0,5 мм поставляется в рулонах, а толщиной 0,8 мм и более – в листах. Картон и прокладки из него должны храниться в закрытых вентилируемых помещениях, защищенных от воздействия осадков и почвенной влаги, при температуре 20±1 °С и относительной влажности воздуха 65±2%.

Линзовые и овальные прокладки, изготовляемые из углеродистых и легированных сталей, используют в трубопроводах при давлении 6,3 МПа и выше при температуре среды до 530 °С.

Зубчатые прокладки, также изготовляемые из углеродистых и легированных сталей, применяют в трубопроводах диаметром до 1800 мм при p_y = 4–20 МПа и температуре среды до 530 °С.

Гофрированные прокладки представляют собой оболочки с мягкой набивкой. Оболочки изготовляют из мягкого отожженного алюминиевого листа толщиной 0,3 мм или из листа мягкой отожженной низколегированной стали толщиной 0,3 мм. Набивку изготовляют из цельного листового асбеста (ГОСТ 2850). Гофрированные прокладки применяют в трубопроводах при p_y < 20 МПа и температуре среды до 530 °С.

Величина прокладок должна соответствовать размеру уплотнительных поверхностей фланцев, при этом наружный размер прокладки должен быть таким, чтобы она касалась болтов, но не мешала свободной установке их в отверстия фланцев, а внутренний должен быть на 2–3 мм больше внутреннего диаметра трубопроводов или арматуры.

При установке мягких прокладок во фланцах типа «выступ-впадина» внутренний диаметр прокладки должен быть больше внутреннего диаметра фланца на 2–3 мм при D_y фланца до 125 мм включительно и на 3–4 мм при D_y фланца более 125 мм, а наружный диаметр прокладки должен быть больше диаметра впадины соответственно на 2 и 3–4 мм.

3.1.9. Задвижки и затворы

3.1.9.1. Требования к трубопроводной арматуре

Технические условия МРТУ 26-07-02–66 «Арматура трубопроводная общего назначения. Поставка промышленной трубопроводной арматуры» устанавливают следующие условия поставки и комплектность трубопроводной арматуры общего назначения:

фланцевая арматура поставляется комплектно с ответными фланцами, прокладками и крепежными деталями;

фланцевая арматура поставляется с просверленными отверстиями для болтов (шпилек); по заказу потребителя допускается изготовление фланцев без отверстий под болты (шпильки);

заводская консервация арматуры и комплектующих изделий должна обеспечивать защиту от коррозии при транспортировании и хранении в соответствии со сроком гарантии;

арматура условным диаметром до 300 мм поставляется упакованной в тару или в контейнеры, более 300 мм – в открытом виде, закрепленной на прочном деревянном основании.

В собранной арматуре концы болтов (шпилек) должны выступать из гаек не менее чем на один шаг резьбы. При этом в одном фланцевом соединении концы болтов (шпилек) должны выступать из гаек на одинаковую высоту. Все гайки должны быть затянуты равномерно без перекоса сопрягаемых деталей, влияющего на работоспособность арматуры.

Арматура и приводные устройства должны применяться в строгом соответствии с их назначением в части рабочих параметров, сред, условий эксплуатации, характеристик надежности.

При испытаниях не допускается ударять по арматуре, находящейся под давлением.

Арматуру из серого и ковкого чугуна, независимо от среды, рабочего давления и температуры, не допускается применять на трубопроводах, подверженных вибрации.

Устанавливать арматуру следует так, чтобы направление движения среды совпадало с направлением стрелки на корпусе.

Арматура не должна испытывать нагрузок от трубопровода (изгиб, сжатие, растяжение, кручение, перекосы, вибрация, несоосность патрубков, неравномерность затяжки крепежа). При необходимости должны быть предусмотрены опоры или компенсаторы, снижающие нагрузку на арматуру от трубопровода.

Маркировка должна быть выполнена на корпусе арматуры, на фирменной табличке, прикрепленной к арматуре, и должна содержать следующие сведения:

товарный знак или наименование предприятия-изготовителя;

условное давление (рабочее давление и температуру) или вакуум и температуру;

диаметр условного прохода;

стрелку-указатель направления потока среды;

марку или условное обозначение материала корпуса для арматуры, изготовленной из стали со специальными свойствами (коррозионно-стойкой, жаростойкой, хладостойкой и т.д.).

ГОСТ 9698 определяет исполнения задвижек с параметрами p_y = 0,1–25 МПа; D = 15–2400 мм при температуре рабочей среды 35–600 °С.

По виду привода задвижки бывают двух видов – ручные и электрические.

Арматура с маховиком или рукояткой, кроме электромагнитной арматуры, должна открываться вращением махо-

Справочник по гидравлике

вика или рукоятки против часовой стрелки, закрываться – по часовой стрелке (рис. 3.1.9.1).

Для управления запорной промышленной трубопроводной арматурой предусматриваются многооборотные электроприводы с двусторонней муфтой ограничения крутящего момента.

Задвижки могут устанавливаться в любом положении, за исключением положения «–», гидроприводом, электроприводом, редуктором и маховиком вниз. При установке задвижек с электроприводом в наклонном или горизонтальном положении под приводом должна быть предусмотрена дополнительная опора. Корпус электропривода должен быть заземлен в соответствии с «Правилами устройства электроустановок».

Температура окружающей среды регламентируется стандартами на изготовление задвижек, а относительная влажность воздуха при температуре окружающей среды до 35 °С не должна превышать 95%. Задвижки с электроприводом запрещается устанавливать в подземных помещениях с повышенной влажностью или периодически затопляемых.

Задвижки относятся к классу ремонтируемых изделий.

Для обеспечения заданных показателей надежности и гарантийной наработки необходимо производить регламентное обслуживание задвижек.

Условные обозначения типов и привода арматуры, материала корпуса, уплотнительных колец, внутренних покрытий арматуры задвижек приведены в табл. 3.1.9.1–3.1.9.8.

Таблица 3.1.9.1

Условные обозначения типов арматуры

Тип изделия	Условное обозначение	Тип изделия	Условное обозначение
Арматура			
Краны:		обратный поворотный	19
пробно-спускной	10	Регуляторы давления:	
для трубопровода	11		
Указатель уровня	12	«после себя» и «до себя»	21
Вентиль	13; 14 или 15		
Клапаны:		Клапаны:	
обратный подъемный или приемный (с сеткой)	16	запорный и отсечной	22
		регулирующий	25
		Задвижка	30 и 31
предохранительный	17	Заслонка	32
		Конденсатоотводчик	45
Приводы, изготовляемые отдельно от арматуры			
с червячной передачей для ручного управления	33	пневматический	66
		гидравлический	77
с цилиндрической передачей для ручного управления	44	Электропривод (моторный)	87
		Электромагнитный	88
с конической передачей для ручного управления	55		

Таблица 3.1.9.2

Условные обозначения материала корпуса

Материал корпуса	Условное обозначение	Материал корпуса	Условное обозначение
Сталь углеродистая	с	Алюминий	а
Сталь легированная	лс	Монель-металл	мн
Сталь коррозионно-стойкая или нержавеющая	нж	Винипласт	вп
		Пластмассы (кроме винипласта)	п
Чугун серый	ч	Фарфор	к
Чугун ковкий	кч	Титан	тн
Латунь или бронза	Б	Стекло	ск

Таблица 3.1.9.3

Условные обозначения привода арматуры

Привод	Условное обозначение	Привод	Условное обозначение
Механический:		Пневматический	6
с червячной передачей	3	Гидравлический	7
		Электромагнитный	8
с цилиндрической зубчатой передачей	4	Электрический (электромеханический)	9
с конической зубчатой передачей	5		

Таблица 3.1.9.4

Условное обозначение материала уплотнительных колец

Материал уплотнительных колец	Условное обозначение	Материал уплотнительных колец	Условное обозначение
Латунь и бронза	бр	Эбонит	э
Монель-металл	мн	Резина	Р
Коррозионно-стойкая и нержавеющая сталь	нж	Винипласт	вп
		Пластмассы (кроме винипласта)	п
Нитрированная сталь	нт	Без вставных или наплавленных колец	бк
Баббит	бт	Фторопласт	фт
Стеллит	ст		
Сормайт	ср		
Кожа	к		

Таблица 3.1.9.5

Условное обозначение материала внутренних покрытий арматуры

Материал внутреннего покрытия	Условное обозначение	Материал внутреннего покрытия	Условное обозначение
Резина	гм	Пластмасса	п
Эмаль	эм	Наирит	н
Свинец	св		

Например, индекс 30ч925бр обозначает задвижку (30) чугунную (ч) с электроприводом (9) конструкции, обозначенной порядковым номером 25 по каталогу ЦКБА, с уплот-

нительными кольцами из латуни (бр). При отсутствии привода индекс изделия состоит из четырех элементов.

Для арматуры с электроприводами во взрывозащищенном исполнении в конце условного обозначения добавляют букву Б (например, 30ч906брБ), а в тропическом исполнении – букву Т (например, 30ч906брТ). Буквы Б и Т указывают при заказе.

В отдельных случаях после букв, обозначающих материал уплотнительных поверхностей, добавляют цифру, которая обозначает вариант исполнения данного изделия, а также указывает, что оно изготовлено из другого материала.

Условное обозначение арматуры, предназначенной для нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности, состоит из букв и цифр. Буквы обозначают тип арматуры, цифры за буквами – параметры изделия, например ЗКЛ2-200-16 – задвижка клиновая литая, второй модификации с условным проходом 200 мм на условное давление 1,6 МПа или КП-160 – клапан питательный на условное давление 16 МПа. Изделия, не имеющие условного обозначения, обозначаются номером чертежа.

3.1.9.2. Требования безопасности

1. Запрещается производить работы по устранению дефектов и перенабивку сальника при наличии давления в трубопроводе, а также при необесточенном электрическом приводе.

2. Места установки задвижек должны иметь достаточную освещенность, а проход между задвижкой и строительной конструкцией должен обеспечивать движение.

3. Запрещается использовать электрический привод в длительном режиме работы под максимальной нагрузкой при ПВ более чем ПВ электрического двигателя.

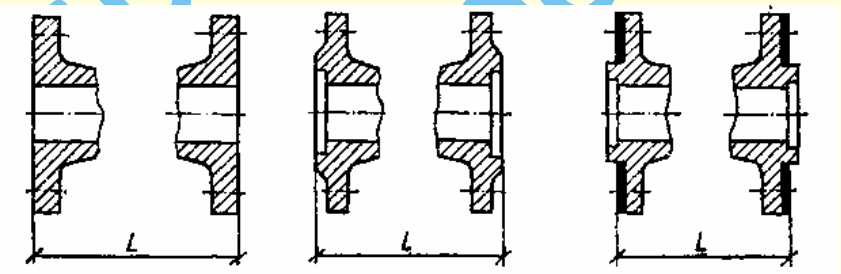
4. Обслуживающий персонал, производящий работы по консервации и реконсервации задвижек с электрическим приводом, должен иметь индивидуальные средства защиты и соблюдать требования противопожарной безопасности; на пульте управления должна быть вывешена табличка с надписью «Не включать, работают люди».

5. Упаковка должна обеспечить защиту задвижки во время перевозок всеми видами транспорта, при перевалках и хранении. При наличии на задвижках обводов, электрических приводов или невстроенных других приводов последние должны быть упакованы в ту же или в другую тару.

6. Задвижки можно транспортировать без упаковки в тару или в контейнеры, а также без установки на основание. При этом установка задвижек на транспортные средства должна исключать возможность ударов их друг о друга; внутреннюю поверхность необходимо предохранять от загрязнений, а привалочные поверхности и навесные устройства – от повреждений; стропить задвижки следует за корпус, крышку или стойку.

Таблица 3.1.9.6

Строительная длина, мм, литых фланцевых задвижек из чугуна и стали по ГОСТ 3706



D_y, мм	Строительная длина L задвижек							
	чугунных					стальных		
	при p_y, МПа							
	до 0,4	0,63	1	1,6	2,5	до 1,6	2,5	4–10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	140	140	170	240	240	170(240)	240	240
50	150	150(180)	180	250	250	180(250)	250	250
65	170	170	200	270	290	200(270)	270	290
80	180	180(210)	210	280	300	210(280)	280	310
100	190	190(230)	230	330	330	230(300)	300	350
125	200	200(255)	255	360	360	255(325)	325	400
150	210	210(280)	280	400	400	280(350)	350	450
200	230	230(330)	330	460	480	330(400)	400	550
250	250	250(450)	450	530	550	450	450	650
300	270	500	500	630	630	500	500	750
350	290	550	550	700	700	550	550	850
400	310	600	600	750	780	600	600	950
500	350	700	700	800	930	700	700	1150
							1150*	
600	390	800	800	1000	–	800	800	1350

Справочник по гидравлике

Продолжение табл. 3.1.9.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
							1350*	
800	470	1000	1000	1250	–	1000	1000	1750
							1750*	
1000	550	1200	1200	1500	–	1200	1900	2150
1200	700	1400	1400	–	–	1400	2200	–
	630**							
1400	900	1600	1900	–	–	1600	2500	–
	710**							
1600	1000	1800	2200	–	–	1800	–	–
	790**							
2000	1500	2200	2900	–	–	2900	–	–
	950**							

Примечания: 1. Длины, указанные в скобках, при новом проектировании не применять.

2. Длины, отмеченные одной звездочкой, принимаются только для задвижек с круглым корпусом, двумя звездочками – для задвижек с сужением в затворе.

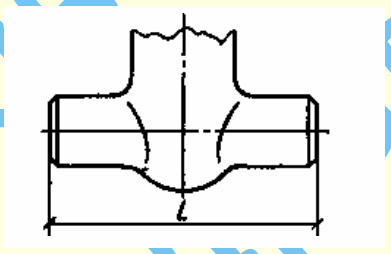
3. Допускается применять строительные длины стальных задвижек на p_y < 1,6 МПа по данным, установленным для чугуных фланцевых задвижек на то же давление.

4. По ГОСТ 3706 не нормируются задвижки для трубопроводов специального назначения.

5. Строительные длины задвижек на p_y = 2,5 МПа из высокопрочного чугуна (ГОСТ 7293) допускается принимать равными строительным длинам стальных фланцевых задвижек на p_y = 2,5 МПа.

Таблица 3.1.9.7

Строительная длина, мм, литых под приварку задвижек по ГОСТ 3706



D_y, мм	Строительная длина задвижек L при p_y, МПа		
	до 2,5	4–10	16
50	250	250	300
65	270	290	360
80	280	310	390
100	300	350	450
125	325	400	525
150	350	450	600
200	400	550	750
250	450	650	900
300	500	750	1050
350	550	850	1200
400	600	950	1350
500	700	1150	1650
	1150*		
600	800	1350	1950
	1350*		
800	1000	1750	–
1000	1200	2150	–
1200	1400	2150	–

Примечания: 1. Размеры, отмеченные звездочкой, принимаются только для задвижек с круглым корпусом.

2. Строительные длины задвижек под приварку установлены без учета длины приварных патрубков.

Справочник по трубопроводам

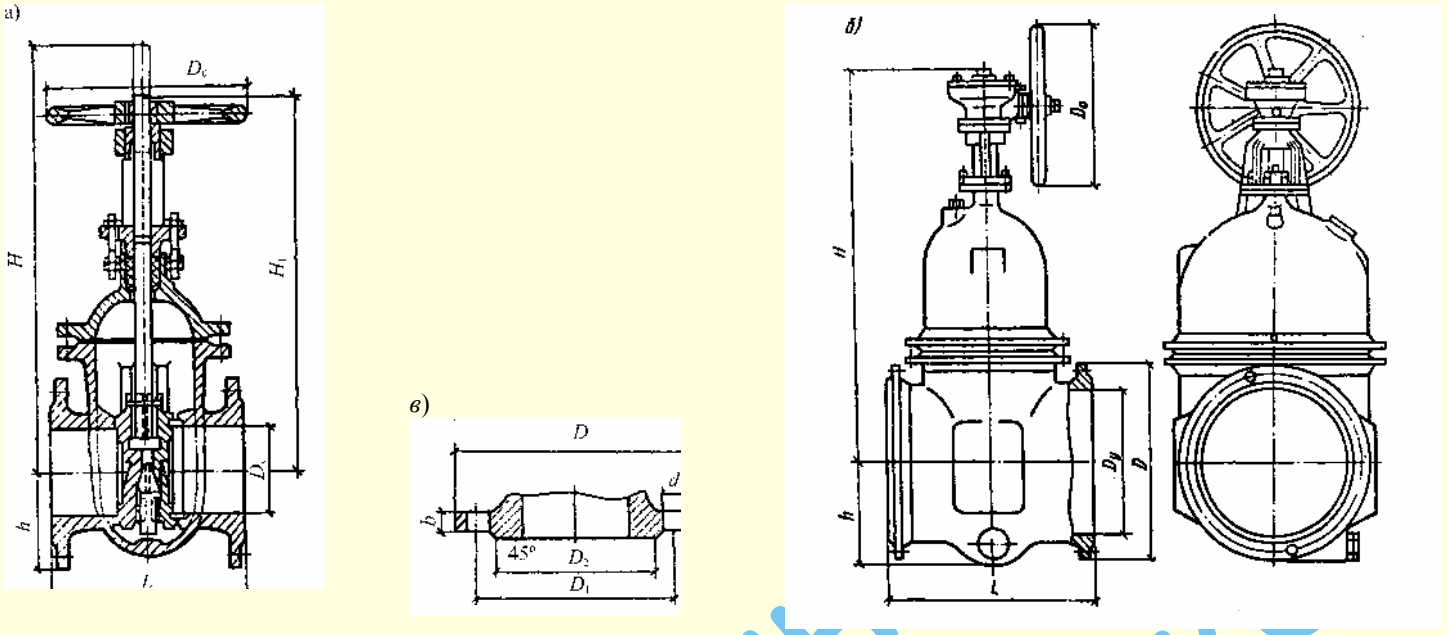


Рис. 3.1.9.1. Задвижки с ручным управлением:
а – клиновые без обвода; *б* –параллельные с обводом; *в* –фланец

Таблица 3.1.9.8

Размеры и масса чугунных задвижек с ручным приводом (см. рис. 3.1.9.1)

Условное обозначение, марка	D_y	L	D	D_1	D_2	H	H_1	D_0	d	n	Масса, кг
		мм									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30ч25бр, p_y = 0,25 МПа, с невыдвижным шпинделем, клиновая	500	350	640	600	570	1266	–	400	23	16	563,0
	600	390	755	705	670	1418	–	640	27	20	773,0
30ч525бр, p_y = 0,25 МПа, с невыдвижным шпинделем, клиновая	800	470	975	920	880	1950	–	640	30	24	1648,0
31ч6нж, p_y = 1,0 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	50	180	160	125	102	355	290	160	18	4	15,9
	80	210	195	160	138	476	362	160	18	4	25,9
	100	230	215	180	158	549	441	200	18	8	36,0
	150	280	280	240	212	785	615	200	23	8	77,2
30ч6бр, p_y= 1,0 МПа, с выдвижным шпинделем, параллельная	50	180	160	125	102	350	294	160	18	4	18,4
	80	210	195	160	138	438	350	160	18	4	29,0
	100	230	215	180	158	517	410	200	18	8	39,5
	125	255	245	210	188	630	496	240	18	8	58,5
	150	280	280	240	212	715	558	240	23	8	73,0
	200	330	335	295	268	897	690	280	23	8	125,0
	250	450	390	350	320	1084	825	320	23	12	179,0
	300	500	440	400	370	1265	955	360	23	12	253,0
	350	550	500	460	430	1490	1127	400	23	16	343,0
	400	600	565	515	482	1660	1248	500	27	16	460,0

Задвижки с обрезиненным клином невыдвижным шпинделем фланцевые чугунные применяются как запорное устройство для воды, протекающей в трубопроводах при температуре до 40 °С и давлении до 1,0 МПа (10 кгс/см^2) для холодной воды и при температуре до 150 °С и давлении до 1,6 МПа (16 кгс/см^2) для горячей воды (выпускаются Московским заводом «Водоприбор») (табл. 3.1.9.9, рис. 3.1.9.2).

Таблица 3.1.9.9

Технические характеристики

Условное обозначение	Марка	D_y, мм	Размеры, мм			Масса, кг
			L	*B*	*H*	
МЗВ50	30ч39р	50	150	165	329,0	11,0
МЗВ80		80	180	200	409,0	18,5
МЗВ100		100	190	220	465,5	22,5
МЗВ150		150	210	285	630,0	42,0
МЗВ200		200	230	348	744,5	61,5
МЗВ300		300	270	512	1013,5	143,5

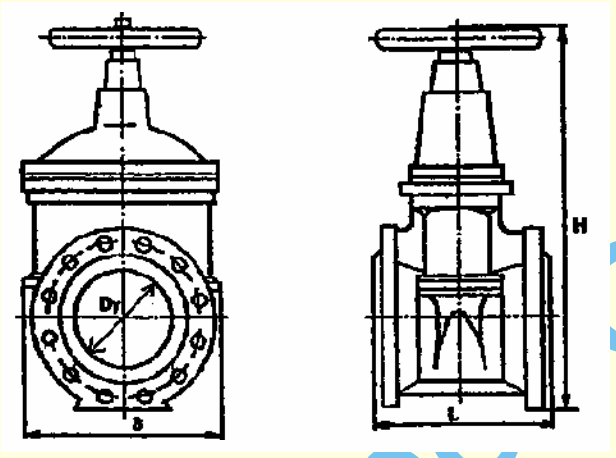


Рис. 3.1.9.2

Задвижки параллельные с невыдвижным шпинделем фланцевые чугунные применяются как запорное устройство для холодной воды, протекающей в трубопроводах при температуре до 40 °С и давлении до 1,0 МПа (10 кгс/см^2). Выпускаются Московским заводом «Водоприбор» (табл. 3.1.9.10, 3.1.9.11, рис. 3.1.9.3).

Таблица 3.1.9.10

Технические характеристики

Условное обозначение	Марка	D_y, мм	Размеры, мм			Масса, кг
			L	*B*	*H*	
МТР250	30ч36р	250	450	458	970	210
МТР300		300	500	516	1078	272
МТР400		400	600	642	1354	537
МТР600		600	800	928	1544	1620
МЗТР900		900	1100	1284	2000	3900
МТР1000		1000	1200	1410	2117	4800
МТР1200		1200	1400	1700	2412	6470

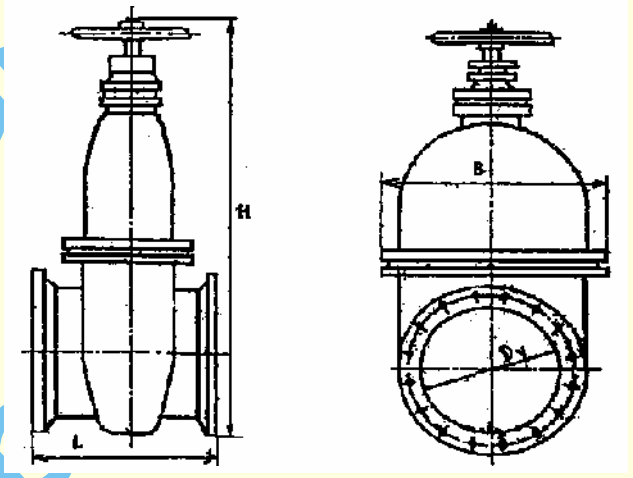


Рис. 3.1.9.3

Таблица 3.1.9.11

Задвижки с ручным приводом стальные

Условное обозначение, марка	D_y, мм	*L*	*D*	D_1	D_2	*H*	H_1	D_0	*d*	*n*	Масса, кг
		мм									
30с14нж, p_y = 0,6 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая двухдисковая	200	230	315	280	258	1064	848	450	18	8	89
	300	270	435	395	365	1458	1140	450	23	12	173
	400	310	535	495	465	1732	1312	450	23	16	237
	500	350	640	600	570	2190	1666	640	23	16	406
	600	390	755	705	670	2515	1888	640	27	20	535
30с514нж, p_y = 0,25 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая двухдисковая	800	470	975	920	880	3290	2522	640	30	24	991
	1000	550	1175	1120	1080	3980	3000	640	30	28	1707
	1200	630	1375	1320	1280	4670	3560	1000	30	32	2600
	1400	710	1575	1520	1480	5510	3990	1000	30	36	3094
	1500	700	1690	1530	1590	5840	4360	1000	30	40	4775
30с564нж, p_y = 2,5 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	300	500	485	430	390	1410	1345	450	30	16	472
	500	700	730	660	615	2380	2092	1000	40	20	1320
30с97нж, p_y = 2,5 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая двухдисковая	100	300	230	190	162	675	540	280	23	8	74
	150	350	300	250	218	895	710	320	27	8	140
	200	400	360	310	278	1140	900	450	27	12	230
	250	450	425	370	335	1140	900	450	30	12	249

Справочник гидравлика

Продолжение табл. 3.1.9.11

Условное обозначение, марка	D_y, мм	L	D	D_1	D_2	H	H_1	D_0	d	n	Масса, кг
	мм										
30с527нж, p_y = 2,5 МПа, с невыдвижным шпинделем, клиновая	500	700	730	660	615	1945	1635	–	40	20	1390
	600	800	840	770	720	2080	1800	–	40	20	1985
	800	1000	1075	990	930	2584	2250	–	46	24	3890
30с76нж, p_y = 6,4 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	50	250	175	135	108	480	415	280	23	4	39
	80	310	210	170	142	547	458	280	23	8	65
	100	350	250	200	170	720	595	400	27	8	111
	150	450	340	280	240	892	724	450	33	8	209
	200	550	405	345	300	1092	868	640	33	12	323
	250	650	470	400	355	1092	868	640	40	12	359
30с’576нж, p_y = 6,4 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	300	750	530	460	415	2108	1700	800	40	16	1145
	400/300	950	670	585	525	2108	1700	800	46	16	1289

3.1.9.3. Задвижки с электроприводом (табл. 3.1.9.12, 3.1.9.13, рис. 3.1.9.4)

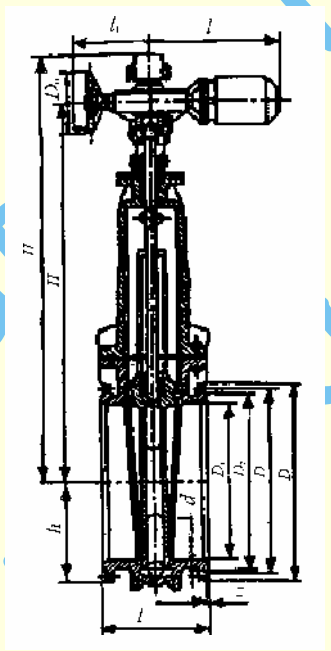


Рис. 3.1.9.4. Задвижки с электроприводом

Таблица 3.1.9.12

Задвижки с электроприводом чугунные

Условное обозначение, марка	D_y, мм	L	D	D_1	D_2	H	H_1	h	l	l_1	D_0	d	n	Масса, кг
		мм												
30ч925бр, p_y = 0,25 МПа, с невыдвижным шпинделем, клиновая	800	470	975	920	880	1900	1590	545	564	462	320	30	24	1772
	1000	550	1175	1120	1080	2237	1995	640	564	462	320	30	28	2270
	1200	700	1375	1320	1280	3230	2450	760	562	532	400	30	32	4359
	1400	900	1575	1520	1480	3290	2850	850	562	532	400	30	36	5145
	1600	1000	1785	1730	1690	3835	3054	915	562	532	400	30	40	6610
	2000	1500	2190	2130	2090	4356	4150	1145	770	532	400	30	48	14015
30ч930бр, p_y=1,0 МПа, с невыдвижным шпинделем, клиновая	600	800	780	725	685	1720	1323	–	570	495	320	30	20	1116
	1000	1200	1220	1160	1110	2588	2100	–	796	664	400	33	28	3523
	1200	1400	1455	1380	1325	2850	2690	–	820	532	400	40	32	7327
	1400	1900	1675	1590	1525	3610	3410	–	820	788	400	46	36	9159
	1600	2200	1915	1820	1750	3645	3465	–	820	788	400	52	40	9934

Справочник гидравлике

Продолжение табл. 3.1.9.12

Условное обозначение, марка	D_y, мм	L	D	D_1	D_2	H	H_1	h	l	l_1	D_0	d	n	Масса, кг
		мм												
30ч906бр, p_y = 1,0 МПа, с выдвижным шпинделем, параллельная	100	230	215	180	158	681	–	–	395	150	200	18	8	75
	150	280	280	240	212	801	–	–	395	150	200	23	8	112
	200	330	335	295	268	1054	780	–	490	402	240	23	8	183
	250	450	390	350	320	1189	921	–	490	402	240	23	12	242
	300	500	440	400	370	1324	1070	–	495	402	240	23	12	310
	400	600	565	515	482	1690	1340	–	495	402	240	27	16	500
31ч906нж, p_y= 1,0 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	100	230	215	180	158	696	–	–	250	140	200	18	8	64
	150	280	280	240	212	950	–	–	250	140	200	23	8	115

Таблица 3.1.9.13

Задвижки с электроприводом стальные

Условное обозначение, марка	D_y, мм	L	D	D_1	D_2	H	H_1	l	l_1	D_0	d	n	Масса, кг
		мм											
30с914нж, p_y = 0,25 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая двухдисковая	400	310	535	495	465	1695	1343	495	402	320	23	16	300
	500	350	640	600	570	2265	1707	564	462	320	23	16	518
	600	390	755	705	670	2410	1820	564	462	320	27	20	625
	800	470	975	920	880	3290	2490	564	462	320	30	24	1049
	1000	550	1175	1120	1080	3980	2966	564	462	320	30	28	1765
	1200	630	1375	1320	1280	4670	3520	796	664	400	30	32	2800
	1400	710	1575	1520	1480	5510	3930	796	664	400	30	36	3275
	1500	700	1690	1530	1590	5840	4323	796	664	400	30	40	2679
30с927нж, p_y = 2,5 МПа, с невыдвижным шпинделем, клиновая	500	700	730	660	615	1945	1635	820	788	400	40	20	1600
	600	800	840	770	720	2080	1800	820	788	400	40	20	2185
	800	1000	1075	990	930	2645	2445	820	788	400	46	24	4450
30с’964нж, p_y = 2,5 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	200	400	360	310	278	1225	955	495	470	240	27	12	264
	300	500	485	430	390	1590	1315	565	465	320	30	16	560
	500	700	730	660	615	2484	2052	820	788	400	40	20	1588
	1000/800	1000	1075	990	930	3772	3234	820	788	400	46	24	5173
30с’997нж, p_y = 2,5 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	100	300	230	190	162	795	525	460	470	240	23	8	130
	150	350	300	250	218	1280	850	460	470	240	27	8	190
	200	400	360	310	278	1265	995	495	468	240	27	12	284
	250	450	425	370	335	1265	995	495	468	240	30	12	303
30с’976нж, p_y = 6,4 МПа, с выдвижным шпинделем, клиновая	200	550	405	345	300	1365	1065	665	425	400	33	12	455

3.1.9.4. Задвижки и дисковые затворы с гидроприводом

(табл. 3.1.9.14, 3.1.9.15)

Гидравлический привод задвижки (рис. 3.1.9.5) состоит из чугунного цилиндра *1*, присоединенного к корпусу *2* задвижки. В цилиндре двигается поршень *3*, прикрепленный к шпинделю *4*, который проходит через корпус задвижки и крышку цилиндра и имеет сальниковое уплотнение *5*. Воду для гидравлического привода обычно подают из напорного трубопровода или от собственной насосной установки.

Управление гидравлической задвижкой производится при помощи распределительного четырехходового крана (рис. 3.1.9.6), от которого две трубки соединены с полостью цилиндра по каждую сторону поршня, третья трубка подводит напорную воду к распределительному крану, а четвертая – отводит отработанную в приводе воду в сток.

Гидравлические приводы применяют в тех случаях, когда необходимо открыть задвижку быстрее, чем с ручным приводом (на открывание гидравлической задвижки уходит 20–60 с), и когда невозможно по каким-либо причинам использовать задвижки электрифицированные (взрывоопасная среда, большая влажность и др.).

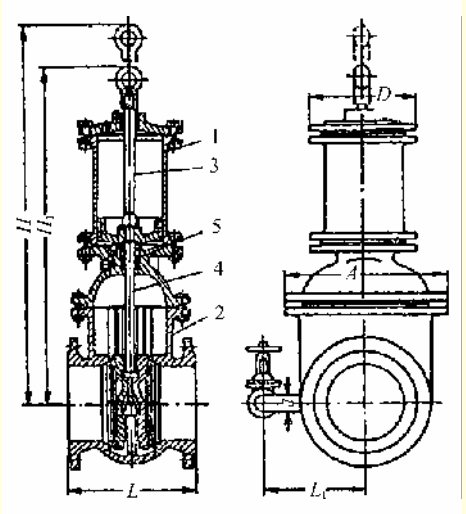


Рис. 3.1.9.5. Задвижки с гидроприводом

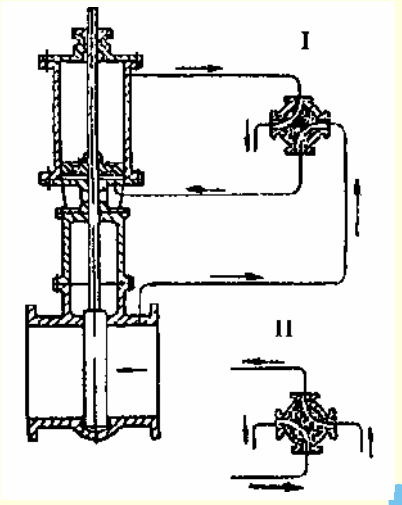


Рис. 3.1.9.6. Схема действий привода гидравлической задвижки при положении крана:
I – соответствующем открыванию задвижки; II – соответствующем закрыванию задвижки

Таблица 3.1.9.14

Размеры, мм, и масса, кг, задвижек параллельных и клиновых чугунных на p_y = 1 МПа

Размеры задвижек		Размеры присоединительных фланцев							Масса задвижек (не более)
D_y	H	D	D_1	D_2	b	n	d	d_1	
Задвижки 30ч706бр параллельные с выдвижным шпинделем									
50	454	160	125	102	17	4	18	16	31
80	518	195	160	133	19	8*	18	16	43
						4			
100	576	215	180	158	19	8	18	16	56
125	642	245	210	184	21	8	18	16	69
150	709	280	240	212	21	8	22	20	87
200	858	335	295	268	23	8	22	20	164
250	992	390	350	320	25	12	22	20	216
300	1117	440	400	370	25	12	22	20	305
350	1333	500	460	430	25	16	22	20	520
400	1408	565	515	482	25	16	26	24	565
Задвижки клиновые с невыдвижным шпинделем									
500	2260	670	620	585	30	20	26	24	1125
600	2740	780	725	685	31	20	30	27	1320
800	3180	1010	950	905	39	24	33	30	3405

Примечание: Задвижки применяются на трубопроводах для воды с температурой до 50 °С.

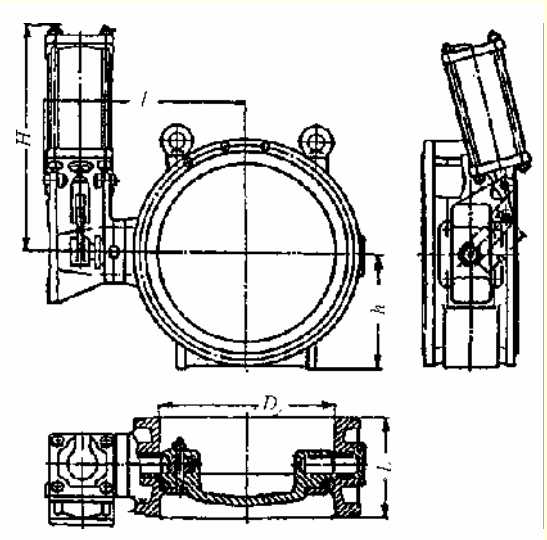


Рис. 3.1.9.7. Затворы поворотные дисковые с гидроприводом

Таблица 9.15

Размеры и масса затворов поворотных дисковых с гидравлическим приводом на p_y = 0,25 МПа

Условный проход D_y	L	l	H	h	n	Момент крутящий на валу диска, кгс · см	Усилие на штоке p, кгс	Масса, кг
в мм								
300	210	450	600	222	140	790	79	145
400	240	530	600	270	140	1003	104	350
500	270	579	600	330	140	1520	154	470
600	300	650	600	400	140	2304	230	520
800	400	820	750	520	180	4886	382	920
1000	450	910	750	675	180	7759	610	1830

Примечание: Давление в гидроцилиндре должно быть не менее 4 кгс/см^2.

3.1.9.5. Затворы

Затворы должны изготовляться в соответствии с требованиями стандартов или технических условий на затворы конкретных типов и по рабочим чертежам, утвержденным в установленном порядке. Затворы допускается устанавливать на трубопроводе в любом положении.

Затворы дисковые поворотные с электроприводом изготовляются на давление 2,5 и 10 кгс/см^2. В табл. 3.1.9.16 приведены технические данные затворов D_y = 1200–2000 мм на давление до 2,5 кгс/см^2 для воды с температурой до 80 °С.

В табл. 3.1.9.17 приведены технические данные затворов D = 400–1600 мм на давление до 10 кгс/см^2 для воды с температурой до 80 °С.

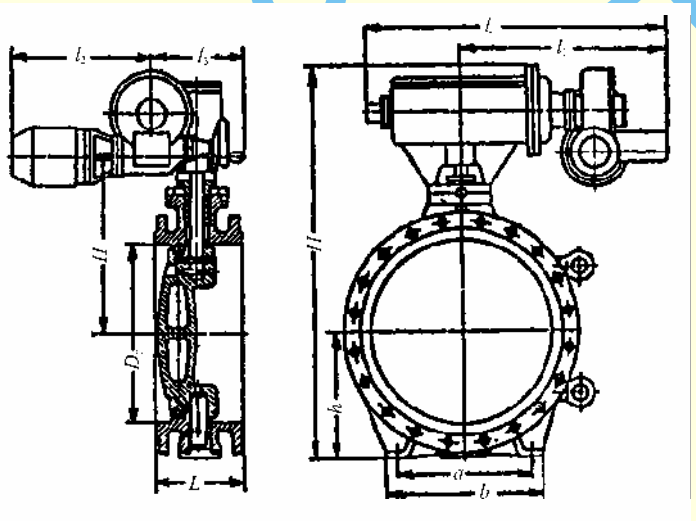


Рис. 3.1.9.8.

Таблица 3.1.9.16

Размеры и масса затворов поворотных дисковых с электроприводом на p_y = 0,25 МПа

Условный проход D_y	L	l	l_1	l_2	l_3	H	H_1	h	a	b	Время открытия или	Мощность электродви-	Масса, кг
мм													
1200	450	1070	755	450	575	1500	950	775	800	880	0,6	2,2	1555
1400	500	1120	780	485	580	1675	1175	895	800	900	0,6	3	2065
1600	550	1120	780	485	580	1835	1300	1040	900	1000	0,6	3	2700
1800	600	1675	1060	602	392	3000	1400	1125	1200	1300	1	3	3735
2000	650	1675	1060	602	392	3214	1550	1225	1200	1300	1,5	3	4226

Примечания: 1. Условное обозначение затворов 32ч910р.
2. Расстояние между осями отверстий для фундаментных болтов в направлении продольной оси для затворов всех проходов 200 мм.

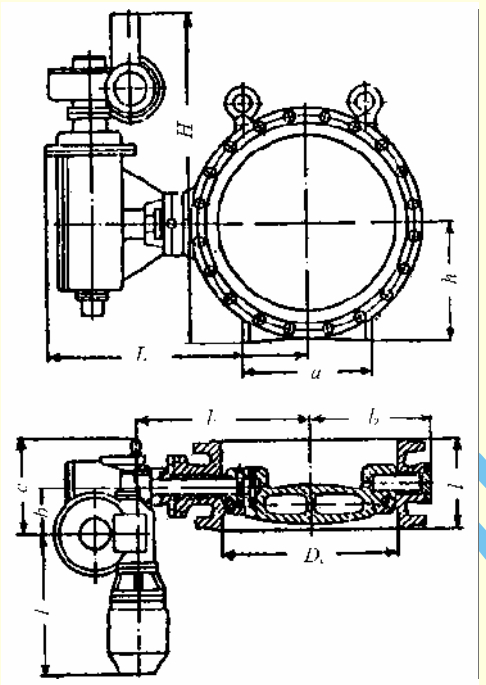


Рис. 3.1.9.9. Затвор поворотный дисковый с электроприводом

Таблица 3.1.9.17

Размеры и масса затворов поворотных дисковых с электроприводом на p_y = 1 МПа

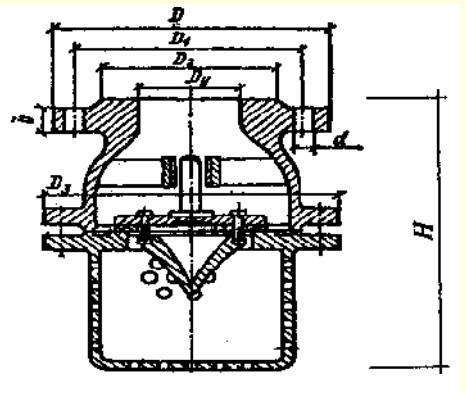
Условный проход D_y	L	L_1	l	l_1	l_2	H	h	a	b	c	Мощность электродвигателя,	Масса, кг
мм												
400	240	650	428	385	288	903	300	200	100	360	0,6	390
600	300	890	458	608	415	1096	400	440	150	328	0,6	600
800	400	1055	493	773	555	1216	520	500	150	328	1,3	1040
1000	450	1395	603	950	655	1775	675	685	273	390	2,2	2240
1200	500	1518	603	1050	765	1900	800	800	273	390	3	3220
1400	600	1635	603	1045	911	2025	925	830	273	390	5,2	4000
1600	675	1955	820	1315	1040	2210	1055	850	273	532	5,2	5465

Примечания: 1. Условное обозначение затворов 32ч908р.

2. Время открывания или закрывания затворов для диаметров 400–800 мм – 1 мин, а для диаметров 1000–1600 мм – 1,5 мин.

Таблица 3.1.10.1

Размеры, мм, и масса, кг, клапанов обратных приемных фланцевых чугунных с сеткой на p_y = 0,25 МПа



3.1.10. Клапаны

3.1.10.1. Клапаны обратные приемные

Клапаны обратные приемные (табл. 3.1.10.1) устанавливают на конце вертикальных всасывающих трубопроводов насосных установок для воды, нефти и других жидких неагрессивных сред с температурой до 50 °С. Допускаемая температура окружающего воздуха от –30 до +50 °С. Допускаемая относительная влажность до 95% при температуре воздуха 35 °С. Рабочее положение клапана – сеткой вниз.

Клапаны обратные приемные выпускают двух типов: тип 1 – с неразъемным корпусом и D_y = 50–200 мм; тип 2 – с разъемным корпусом по фланцу и D_y = 250–400 мм.

Продолжение табл. 3.1.10.1

D_y	H	D_3	Размеры присоединительных фланцев						Масса
			D	D_1	D_2	b	n	d	
50	165	–	140	110	90	13	4	14	3,8
80	235	–	185	150	128	15	4	18	8
100	285	–	205	170	148	15	4	18	11
150	395	–	260	225	202	17	8	18	24
200	485	–	315	280	258	19	8	18	42
250	575	470	370	335	312	20	12	18	98
300	665	555	435	395	365	20	12	22	145
400	778	770	535	495	465	24	16	22	210

Пропуск жидкой среды (жидкости) через затвор не должен превышать следующих значений:

диаметр условного прохода, мм.....	50	80–100	150	200–250	300–400
пропуск жидкости (не более), $см^3$/мин	1	4	7	15	25

Материал корпусных деталей – серый чугун не ниже марки СЧ18, материал уплотнения – резина МБ-А-С (ГОСТ 7338).

Допускается изготовление корпусных деталей и уплотнительных поверхностей из других марок материалов, обеспечивающих надежность эксплуатации.

Испытание на герметичность должно производиться водой давлением p_y = 0,25 МПа при подаче воды на захлопку. При гидравлическом испытании должно быть обеспечено вытеснение воздуха из внутренних полостей деталей клапана.

При транспортировании клапанов захлопка должна быть опущена на седло и неподвижно закреплена. Клапаны можно транспортировать в таре и без упаковки, при этом установка их на транспортные средства должна исключать возможность ударов друг о друга, внутренние поверхности должны быть предохранены от загрязнений, а наружные поверхности – от повреждений.

3.1.10.2. Клапаны обратные поворотные

Клапаны обратные поворотные (табл. 3.1.10.2–3.1.10.5) применяются чаще всего на насосных станциях для того, чтобы после остановки насоса воспрепятствовать обратному току через него воды, находящейся в напорном трубопроводе. Обратный ток воды может вызвать нежелательные последствия: опорожнение напорных водоводов через насос; обратное вращение насоса (последний будет работать как водяная турбина, а электродвигатель превратится в генератор, работающий без нагрузки), что опасно для целостности насоса и электродвигателя; повреждение насоса действием гидравлического удара при наличии приемного клапана на конце всасывающего трубопровода.

Наряду с этим закрытие обратного клапана на насосной станции при внезапной остановке насоса вызывает гидравлический удар в напорном трубопроводе, от действия которого в некоторых случаях может быть поврежден этот клапан или какой-либо участок водовода. Поэтому водоводы должны проверяться на возможность возникновения гидравлического удара при внезапной остановке насосной станции. Для защиты водовода от гидравлического удара должен быть предусмотрен комплекс соответствующих мероприятий.

Обратные клапаны устанавливаются также на напорных водоводах около насосной станции с целью предохранения последней от затопления (при разрушении обратных клапанов, установленных в насосной станции у насосов), а также в качестве отсекающей арматуры при разделении длинных водоводов на отдельные участки как мера, локализующая гидравлический удар.

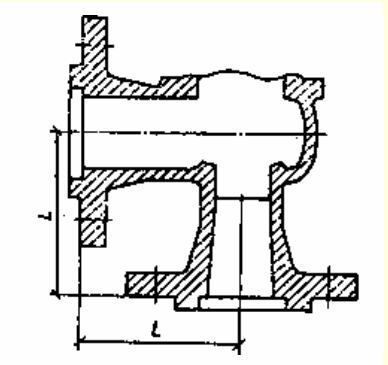
Обратный клапан при насосе должен устанавливаться между напорным патрубком насоса и задвижкой, что позволяет отключать его от напорного водовода во время ремонта клапана.

Наиболее распространенный обратный клапан показан на рис. 3.1.10.1*а* (табл. 3.1.10.4). Он состоит из корпуса *7*, тарелки клапана *2* на крышке корпуса *3*. Тарелка клапана монтируется через отверстие в верхней части корпуса, закрываемое крышкой. Тарелка клапана имеет рычаг *4*, при помощи которого она шарнирно соединяется с горловиной корпуса. Для уплотнения зазора в седле клапана применяется резиновая прокладка или два уплотнительных кольца из бронзы или из латуни. Под действием движущейся воды тарелка поворачивается на рычаге относительно его оси и вода проходит через клапан. При работе клапана в обратном направлении тарелка под влиянием собственного веса, а также давления воды со стороны напорного водовода опускается – и клапан закрывается.

На рис. 3.1.10.1*б* приведена конструкция поворотного многодискового клапана, в котором площадь одной большой тарелки заменяется суммарной площадью нескольких малых. Ввиду значительно меньшей массы малых заслонных устройств, а также неодновременности их закрывания сила общего удара при обратном движении воды несколько уменьшается.

Таблица 3.1.10.2

Строительные длины, мм, литых проходных и угловых фланцевых (запорных и обратных) клапанов из серого и ковкого чугуна и стали с креплением крышки на болтах (шпильках) по ГОСТ 3326



Справочник гидравлика

D_y	Строительные длины L клапанов							
	из серого чугуна		из ковкого чугуна		стальных			
	проходных	угловых	проходных	угловых	проходных	угловых	проходных	угловых
	при p_y, МПа							
	от 0,63 до 1,6		от 1,6 до 4		от 1,6 до 4		от 6,3 до 16	
40	200	115	200	115	200	115	260	130
50	230	125	230	125	230	125	300	150
65	290	145	290	145	290	145	340	170
80	310	155	310	155	310	155	380	190
100	350	175	–	–	350	175	430	215
125	400	200	–	–	400	200	500	250
150	480	225	–	–	480	225	550	275
200	600	275	–	–	600	275	650	325
250	730	325	–	–	730	325	–	–
300	850	375	–	–	850	375	–	–
350	980	425	–	–	980	425	–	–
400	1100	475	–	–	1100	475	–	–

Таблица 3.1.10.3

Строительные длины, мм, литых и штампованных проходных клапанов (запорных и обратных) под приварку по ГОСТ 3326

D_y	Строительные длины клапанов L при p_y, МПа		D_y	Строительные длины клапанов L при p_y, МПа	
	2,5–4	6,3–16		2,5–4	6,3–16
40	200	225	150	480	550
50	230	300	200	600	650
65	290	340	250	730	790*
80	310	380	300	850	–
100	350	430	350	980	–
125	400	500			

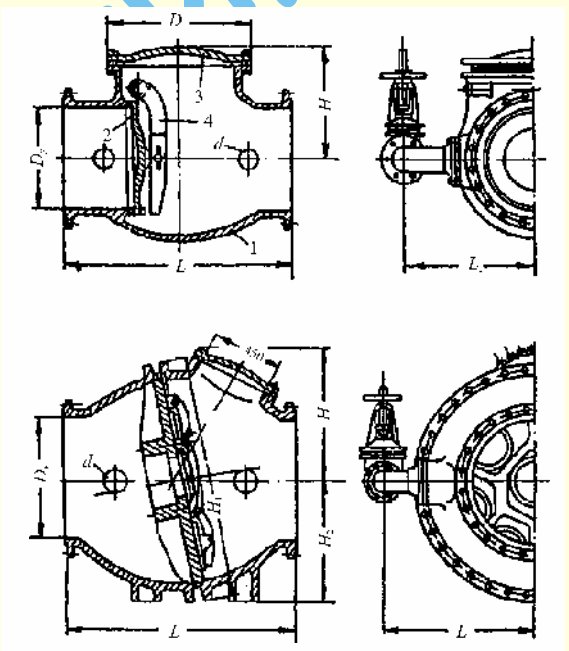


Рис. 3.1.10.1. Клапаны обратные поворотные:
а – однодисковый D_y = 50–600 мм на p_y = 1–4 МПа;
б – многодисковый D_y = 800–1000 мм на p_y = 1–2,5 МПа

Таблица 3.1.10.4

Размеры и масса клапанов обратных поворотных литых на p_y = 1–4 МПа

Условный проход D_y	L	L_1	H	H_1	H_2	D	d	Условное обозначение	p_y, МПа	Масса, кг
мм										
50	230	–	140	–	–	130×125 (прямоугольная крышка)	–	19ч16р	1,6	15
	230	–	155	–	–	170	–	19с17нж	4,0	20
80	310	–	175	–	–	222	–	19ч16р	1,6	35
	310	–	175	–	–	240	–	19с17нж	4,0	37
100	350	–	185	–	–	245	–	19ч16р	1,6	42
	350	–	205	–	–	250	–	19с17нж	4,0	53
150	480	–	240	–	–	322	–	19ч16р	1,6	82
	480	–	265	–	–	330	–	19с17нж	4,0	112
200	500	–	270	–	–	385	–	19ч16р	1,0	110
	550	–	295	–	–	400	–	19с17нж	4,0	210
250	600	–	310	–	–	415	–	19ч16р	1,0	143
300	700	–	345	–	–	485	–	19ч16р	1,0	217
	750	–	408	–	–	550	–	19с17нж	4,0	430
400	900	494	465	–	–	600	80	19ч16р	1,0	468
	950	500	490	–	–	700	100	19с17нж	4,0	950
500	1100	643	535	–	–	710	100	19ч16р	1,0	730
600	1300	733	640	–	–	830	100	16ч16р	1,0	1130
	1350	705	677	–	–	935	100	19с15бр	2,5	1750
	1350	700	692	–	–	960	100	19с17нж	4,0	2200
800	1500	980	865	715	800	450	150	19ч18р	1,0	3300
	1500	1125	865	2050	825	450	200	19с24нж	2,5	4468
1000	1900	1265	985	897	1010	450	200	19ч18р	1,0	5700
	1900	1263	985	2265	1040	450	200	19с24нж	2,5	7434

Клапаны обратные – диаметром 400 мм и выше, а при давлении 4 МПа начиная с диаметра 200 мм – изготовляются по особому заказу с обводом.

Клапаны обратные марок 19с17нж и 19с24нж на давление 2,5 МПа изготовляются с обводами, на которых устанавливаются задвижки с электроприводами. Время полного открытия обвода 30–40 см. Клапаны многодисковые D_y = 800 – 1000 мм имеют семь клапанных отверстий.

Обратный клапан бесфланцевый вваривается непосредственно в напорный водовод (без устройства камеры). Для осмотра, подъема и ремонта отдельных захлопок в верхней части клапана предусматривается люк диаметром 700 мм, над которым устанавливается труба диаметром 1200 мм, соединяющая люк с поверхностью земли.

Таблица 3.1.10.5

Размеры и масса клапанов обратных поворотных многодисковых стальных сварных для бесколодезной установки на p_y = 0,25 МПа

Условный проход D_y	L	l	D	n	H	Масса (без переходов, включая смотровой лаз), кг
мм						
1200	1300	650	1840	1145	2174	2539
1400	1400	800	2040	1245	2374	3030
1600	1600	850	2240	1345	2574	3523
2000	1600	900	2440	1445	2773	3994

Примечание: Количество клапанных отверстий — 16.

3.1.10.3. Клапаны предохранительные

К клапанам предохранительным, применяемым на напорных трубопроводах в системах водоснабжения и канализации, относятся клапаны пружинные и рычажные, гасители удара, клапаны для пуска воздуха в водоводы. К клапанам предохранительным следует также отнести клапаны для выпуска воздуха, применяемые при заполнении водоводов, и эксплуатационные вантузы для впуска и выпуска воздуха.

При внезапном изменении скорости движения воды в трубопроводе наблюдается явление гидравлического удара. Основные причины возникновения удара: быстрое закрывание обратного клапана ввиду внезапного прекращения работы насосов при перерыве в подаче тока; быстрое закрывание задвижек в насосной станции и на водоводах; разрыв водяного столба в водоводе в результате накопления воздуха и последующего соударения разорвавшихся частей.

Наиболее распространенным мероприятием для защиты от превышения давления является установка предохранительных клапанов в местах, где существует опасность возникновения гидравлических ударов в насосных станциях или камерах около здания станции (в последнем случае, как правило, в комбинации с обратным клапаном), в тупиках сети, перед водоразборными кранами и др. Наряду с установкой на водоводах предохранительных клапанов необходимо применять профилактические меры: установку вантузов для освобождения трубопровода от скопления в нем воздуха, а иногда и для впуска воздуха в трубопровод.

Предохранительные клапаны, применяемые в водопроводной практике, разделяются на две основные группы: 1) пружинные предохранительные клапаны и диафрагмы, при-

СПР ГИДРО

меняемые при ударах, начинающихся с волны повышенного давления; они могут быть установлены в любой точке водоводов и водопроводной сети, а также на насосных станциях; 2) гасители удара, применяемые при ударах, начинающихся с волны пониженного давления; они устанавливаются лишь в насосных станциях с центробежными насосами и на водоводах.

Клапаны предохранительные пружинные. При повышении в водоводе давления более допускаемого сжимается пружина и клапан открывается; при этом сбрасывается часть воды, что уменьшает действие гидравлического удара. Прекращение выпуска воды после закрывания клапана вызывает новый гидравлический удар, но меньшей силы. При этом клапан может вторично открываться и сбросить воду.

Пружинный предохранительный клапан приведен на рис. 3.1.10.2 (табл. 3.1.10.6). При повышении давления в водоводе более допустимого вода поднимает клапан *1*, последний при помощи соединенного с ним штока *2* сжимает пружину *3,* и вода выбрасывается в открывшееся отверстие через патрубок *4* наружу. После снижения давления в трубопроводе клапан под действием пружины садится на место, и выброс воды прекращается.

Клапан может быть применен на водоводах диаметром 200–800 мм при рабочем давлении в водоводе до 4 МПа. Предохранительный клапан устанавливается обычно нижним фланцем *5* корпуса при помощи специального патрубка на трубопроводе или на отростке тройника.

Таблица 3.1.10.6

Размеры и масса предохранительных пружинных клапанов на давление 1,6–4 МПа (см. рис. 3.1.10.2)

Условный проход D_y	H	H_1	L	d_1	d_2	Условное обозначение при давлении, МПа		Масса, кг, при давлении, МПа	
мм						1,6	4,0	1,6	4,0
50	675	110	150	50	80	ППК-1-50-16	ППК-1-50-40	53	56
80	720	150	160	80	100	ППК-1-80-16	ППК-1-80-40	63	66
100	870	190	200	100	125	ППК-1-100-16	ППК-1-100-40	107	112
150	1090	270	230	150	200	ППК-1-150-16	ППК-1-150-40	169	180

Для отключения на время ремонта или регулирования пружины между трубопроводом и клапаном ставится задвижка.

3.1.10.4. Клапаны-вантузы

Клапаны (вантузы) применяются для выпуска и впуска воздуха на водоводах. В работающих водоводах во избежание гидравлических ударов и уменьшения их пропускной способности не должно быть скоплений воздуха. Воздух, находящийся в водоводе и скапливающийся в повышенных точках водоводов и водопроводных сетей, является или остаточным воздухом, не удаленным из него при первоначальном заполнении водовода водой, или воздухом, попавшим вместе с водой из водоисточника, а также воздухом, проникшим в водоводы через неплотности сальников насоса и стыки всасывающей линии, воздухом, выделившимся из воды при прогревании трубопровода солнцем, и т.п.

Для автоматического удаления воздуха применяют клапаны, называемые вантузами (табл. 3.1.10.7). При заполнении водовода водой (в пусковой период или после ремонтных работ) воздух удаляется также через вантузы, а при больших расходах воздуха – при помощи специально установленных для этой цели вентилей, которые вручную открываются перед заполнением трубопровода, а также вручную закрываются после заполнения водовода водой.

В некоторых случаях возникает необходимость впуска воздуха в трубопровод, например при образовании вакуума во время разрыва трубопровода в пониженных его участках, при случайном закрывании задвижки в верхнем конце водовода, при разрыве сплошности потока в водоводе, при выключении электроэнергии и остановке насосной станции и т.д.

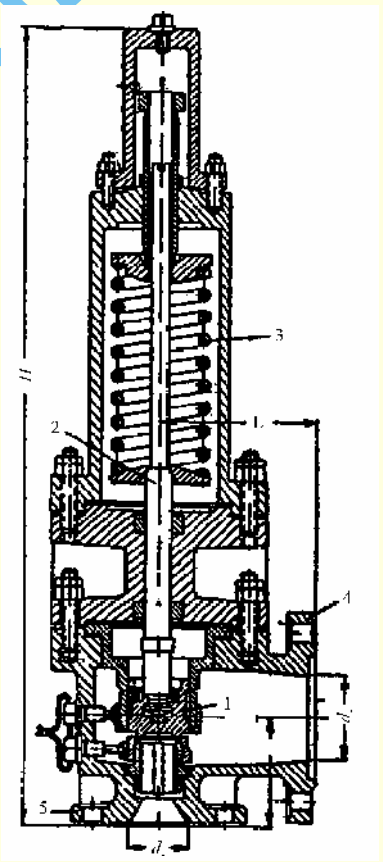


Рис. 3.1.10.2. Клапан предохранительный пружинный стальной D_y = 50–150 мм

Справочник по гидравлике

Таблица 3.1.10.7

Размеры и масса вантузов для выпуска и впуска воздуха на водоводах на p_y = 1 МПа

Условный проход D_y	L	L_1	Масса, кг
	мм		
50	180	140	37,6
75	210	150	42,5

Впуск воздуха в водовод в этих случаях производят специальные приборы, называемые аэрационными клапанами.

Вантуз (рис. 3.1.10.3*а)* состоит из цилиндрического чугунного корпуса *1*, снабженного верхним *2* и нижним *3* фланцами. К верхнему фланцу прикрепляется чугунная крышка *4* с центральным отверстием для выпуска воздуха. В это же отверстие вставляется бронзовая втулка *5*, в которой располагается большой клапан с отверстием диаметром 18 мм. Малый клапан, соединяемый со штоком поплавка, имеет отверстие диаметром 3 мм. Внутри корпуса располагается плавучий шар *6*.

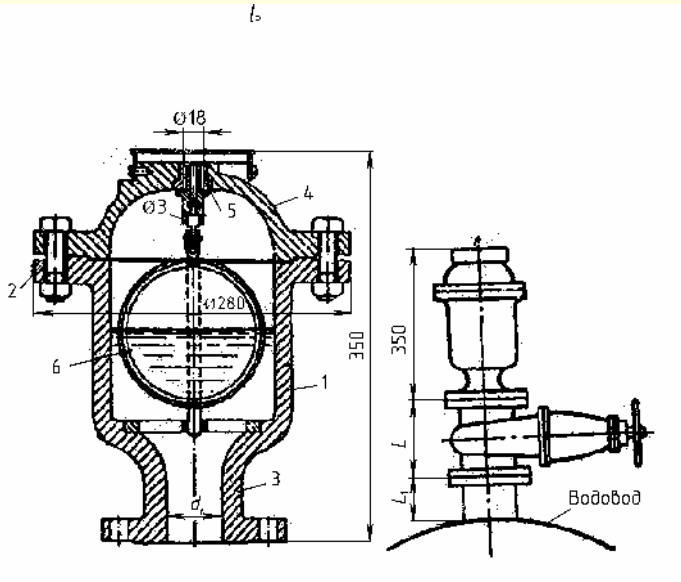


Рис. 3.1.10.3. Вантуз эксплуатационный для выпуска и впуска воздуха (в небольших количествах):
а – общий вид вантуза D_y = 50–75 мм; *б* – установка на водоводе

Вантуз устанавливается обычно на фланцевый отросток тройника, включенного в трубопровод. Отключается вантуз от водовода для осмотра и ремонта при помощи задвижки или вентиля.

Как показывает практика эксплуатации водоводов, через обычные отростки тройника диаметром 50–75 мм, на которые ставятся вантузы, воздух только частично попадает в его корпус, значительная же часть воздуха увлекается водой дальше по течению. Для лучшего поступления воздуха в отросток тройника диаметр отростка рекомендуется принимать равным 0,5–0,75 диаметра водовода. В этом случае к трубопроводу со стандартными фасонными частями вантуз присоединяется через привариваемый к фланцу патрубок, закрывающий отросток тройника (рис. 3.1.10.4*а*), при стальном трубопроводе отросток в виде конического патрубка приваривается непосредственно к трубе (рис. 3.1.10.4*б)*.

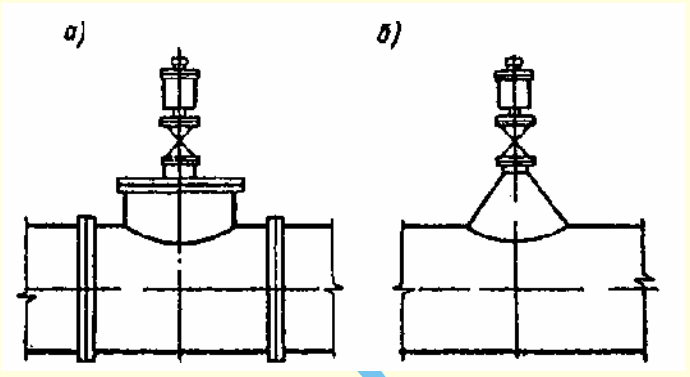


Рис. 3.1.10.4. Рекомендуемые схемы установок вантузов на водоводе

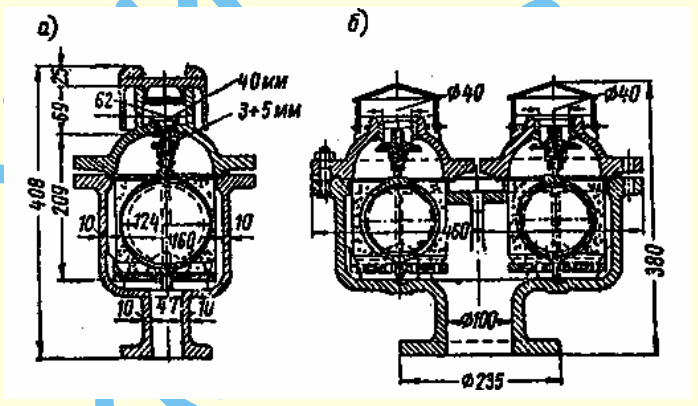


Рис. 3.1.10.5. Вантузы с двумя клапанами – импульсным и основным (тип Мосводопровода):
а – одиночный D_y = 50 мм (с одним шаром);
б – двойной D_y = 100 мм (с двумя шарами)

Заводами «Водоприбор» (Москва) и «Водмашоборудование» (Воронеж) изготовляются вантузы с двойным клапаном – импульсным и основным (рис. 3.1.10.5*а*).

Эти вантузы имеют значительно большую производительность, чем одноклапанные, и отличаются от обычных вантузов дополнительным импульсным клапаном малого прохода D = 3–5 мм, который создает импульс для открывания основного прохода D = 40 мм, служащего для выпуска и впуска воздуха. Импульсный клапан связан с поплавком и открывается по мере его опускания, вызываемого понижением уровня воды в корпусе вантуза. При открывании импульсного клапана внутренняя полость основного клапана сообщается с атмосферой; если давление воздуха в корпусе клапана выше атмосферного, то под действием разности этих давлений основной клапан опустится и откроет большой проход D = 40 мм для выхода или впуска воздуха в трубопровод.

Для водопроводов крупных диаметров (600–1400 мм) применяются двойные вантузы (рис. 3.1.10.5*б*). Устройство и схема действия каждого из них аналогичны описанным выше для вантуза с двойным клапаном. Устанавливая по несколько таких клапанов, можно обеспечить удаление или впуск воздуха из водовода в значительных количествах (при заполнении трубопровода водой).

На рис. 3.1.10.6 приведены вантузы стальные сварные, разработанные Союзводоканалпроектом.

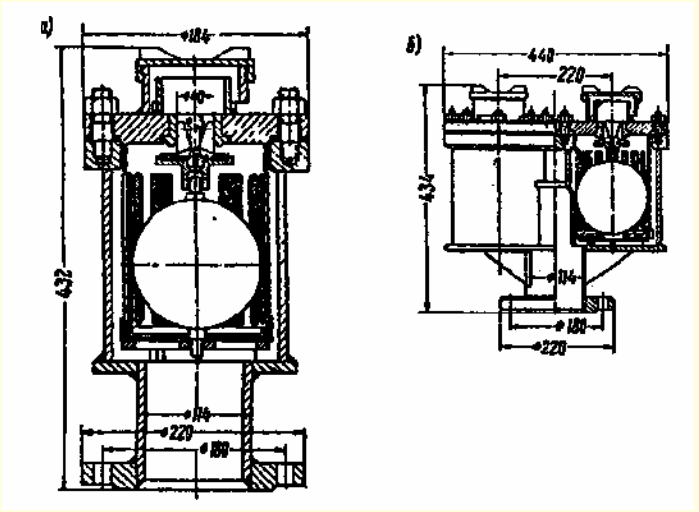


Рис. 3.1.10.6. Вантузы с двумя клапанами – импульсным и основным – стальные сварные D_y = 100 мм:
а – одиночный (с одним шаром) массой 30 кг на p_y = 1 МПа;
б – двойной (с двумя шарами) массой 57 кг на p_y = 0,6 МПа

Перед ремонтом или во время аварии требуется впускать воздух в водовод в большом объеме. Для этих целей применяется противовакуумный автоматический пружинный вантуз стальной сварной, разработанный Союзводоканалпроектом (рис. 3.1.10.7).

Работа этого вантуза заключается в следующем. При возникновении в трубопроводе разрежения величиной 0,8 ат избыточное наружное давление сжимает пружину и клапан открывается. Корпус клапана рассчитан на давление p_y < 1,6 МПа. Масса клапана 53 кг.

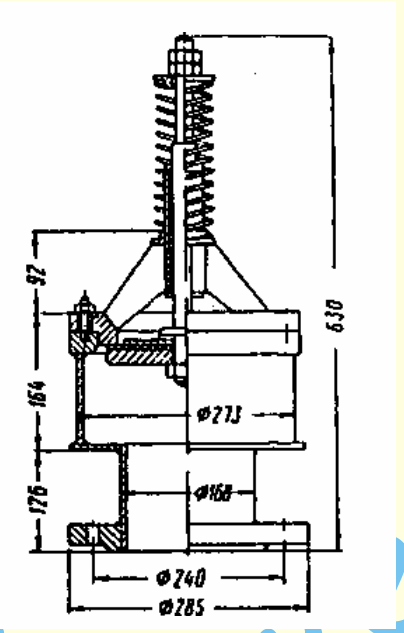


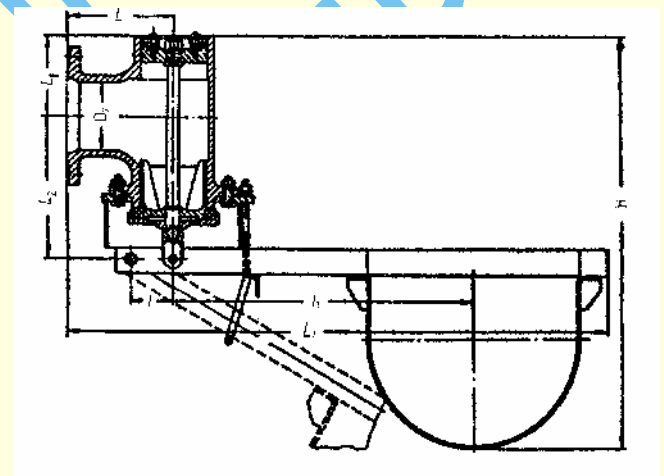
Рис. 3.1.10.7. Вантуз противовакуумный пружинный стальной сварной D_y = 150 мм

3.1.10.5. Клапаны запорные поплавковые

Клапаны запорные поплавковые (табл. 3.1.10.8) применяются для автоматического перекрывания подающих трубопроводов у резервуаров или баков водонапорных башен с целью уменьшения утечек воды.

Таблица 3.1.10.8

Размеры и масса клапанов запорно-поплавковых на давление p_y = 0,25 МПа



Условный проход D_y	L	L_1	L_2	L_3	l	l_1	H		Масса, кг
							максимальная	минимальная	
мм									
100	160	125	225	810	68	520	630	570	36
200	200	230	335	1300	80	830	1640	1000	132
300	300	310	435	1400	120	700	1765	1430	235
400	380	430	560	1750	150	970	2175	1580	465

Справочник проектировщика

3.1.10.6. Клапаны, регулирующие давление

Клапаны, регулирующие давление, применяются при необходимости автоматического поддержания в напорных системах водоснабжения давления на заданном уровне и разделяются на регуляторы давления «до себя» и «после себя» (рис. 3.1.10.8, табл. 3.1.10.9).

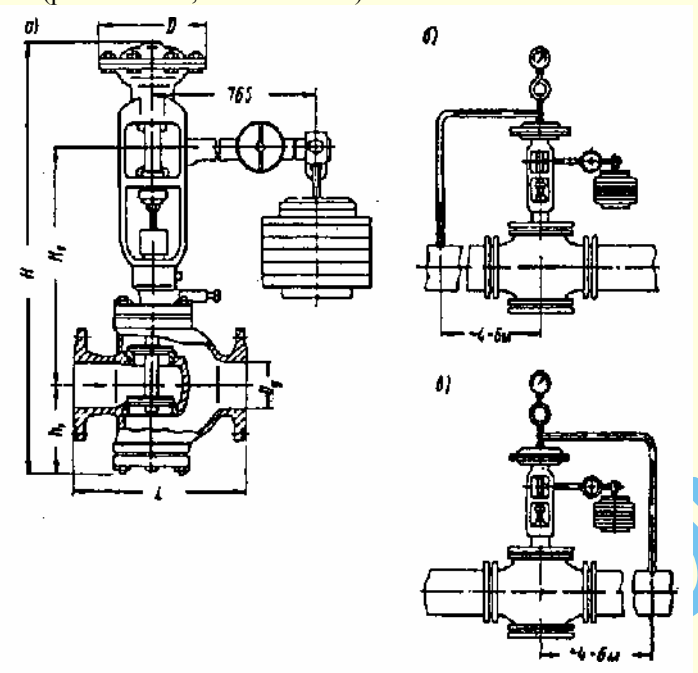


Рис. 3.1.10.8. Клапан, регулирующий давление:
а – общий вид регулятора давления «после себя»; *б* и *в* – схемы включения клапана для регулирования давления соответственно «до себя» и «после себя»

Указанные клапаны являются регуляторами прямого действия с грузовой нагрузкой, мембранным чувствительным элементом и разгруженным регулирующим органом, т.е. не требуют дополнительного постоянного источника энергии.

По своему устройству оба типа регуляторов почти одинаковы, разница между ними заключается лишь в том, что в регуляторе давления «до себя» двухсекционный клапан закрывается снизу вверх (при подъеме клапана), а в регуляторе давления «после себя» – сверху вниз (при опускании клапана).

Регулирование давления происходит с помощью импульсной трубки, соединяющей регулируемое давление среды с диафрагмовой камерой (головкой) и противодействующей силе рычажного механизма с грузом. Регулируемое давление воды, которое действует на площадь диафрагмы, соединенной со шпинделем клапана, уравновешивается грузом на подвеске рычага.

В регуляторе «до себя» импульсная трубка присоединена одним концом к трубопроводу до регулятора, а другим к диафрагмовой головке. Нормально рычаг с грузом держит двухседельный клапан в закрытом положении; как только начальное давление в трубопроводе превысит установленную норму, последнее, действуя через импульсную трубку на площадь резиновой диафрагмы, преодолевает силу груза на рычаге и открывает клапан, пропуская среду, пока в трубопроводе до регулятора не установится заданное давление.

Таблица 3.1.10.9

Производительность, размеры и масса регулирующих давление клапанов «до себя» и «после себя»

Условный проход $D_у$	L	h_1	H_1	H	Коэффициент пропускной способности $K_п$, м^3/ч	Масса, кг
мм						
40	200	114	374	668	25	60,6
50	230	122	374	680	40	61,6
80	310	158	413	750	100	77,5
100	350	190	450	820	160	89,6
150	480	235	508	920	360	131,9
200	600	320	585	1090	640	244,3

Примечание: Масса указана для регуляторов, предназначенных на диапазон настройки регулируемого давления $p_д$ = (0,5–0,8) МПа.

В регуляторе давления «после себя» импульсная трубка одним концом присоединена к трубопроводу за регулятором, а другим – к диафрагмовой головке. Под действием рычага с грузом двухседельный клапан находится в открытом положении. При повышении давления за регулятором регулируемая среда, попадая в импульсную трубку, усиливает давление на диафрагму; последняя, действуя на шпиндель, соединенный с клапаном, закрывает его, преодолевая вес рычага с грузом. Доступ среды сокращается, и давление на выходе снижается до установленной нормы. При понижении давления в трубопроводе груз на рычаге преодолевает давление на диафрагму, клапан открывается и пропускает среду до тех пор, пока в трубопроводе не установится заданное давление.

3.1.11. Гидранты пожарные

3.1.11.1. Гидранты пожарные по ГОСТ 8220

Пожарные гидранты устанавливаются на водопроводных сетях для отбора воды с помощью пожарных колонок на пожарные нужды (рис. 3.1.11.1, табл. 3.1.11.1).

Рабочее положение гидрантов — вертикальное. Гидранты устанавливают в колодцах с помощью пожарной подставки на промытых водопроводных сетях перед их гидравлическими испытаниями.

Размещение гидрантов в колодцах должно обеспечивать свободную установку крышки колодца и открывание крышки гидранта, а также полное навертывание пожарной колонки и удобство проведения ремонтных работ.

Справочник по трубопроводике

Открывание и закрывание гидранта проводят вручную с помощью ключа пожарной колонки.

Воду из гидрантов отбирают только на пожарные нужды, а также при проведении технического обслуживания.

Техническое состояние всех гидрантов проверяют два раза в год: весной и осенью.

Техническое обслуживание гидрантов включает проверку:

исправности люка и крышки водопроводного колодца, крышек и резьбы ниппеля, верхнего квадрата штанги и корпуса гидранта;

наличия воды в корпусе гидранта и в колодце;

герметичности клапана;

работы гидранта с установкой пожарной колонки и определение пропускной способности (расхода воды) гидранта;

легкости открывания и закрывания клапана.

Гидранты транспортируют в крытых вагонах или контейнерах, при этом открытую резьбу и все обработанные поверхности деталей покрывают перед упаковкой гидранта антикоррозионной смазкой.

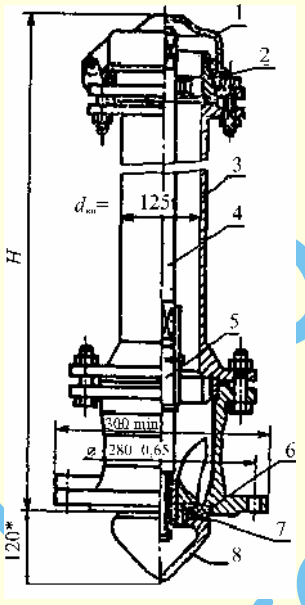


Рис. 3.1.11.1. Пожарный гидрант:
1 – крышка; *2* – ниппель; *3* – корпус; *4* – штанга; 5 – шпиндель; *6* – седло; *7* – кольцо; *8* – клапан. Размер дан для справок*

Таблица 3.1.11.1

Характеристики пожарного гидранта

Наименование параметров	Нормы
Рабочее давление $p_р$, МПа (кгс/см^2), не более	1(10)
Внутренний диаметр корпуса, мм	125
Ход клапана, мм	30
Люфт клапана в опоре по оси при открытом гидранте, мм, не более	0,4
Высота гидранта *H*, мм	500–3500 с интервалом через 250 мм
Число оборотов штанги до полного открывания клапана	15
Гидравлическое сопротивление в гидранте при *H* = 1000 мм, см^2·м$^{-5}$, не более	$1{,}2 \cdot 10^3$
Масса гидранта при *H* = 1000 мм, кг, не более	95
Примечание: Изменение массы на каждые 250 мм высоты – не более 10 кг.	

3.2. СТАЛЬНЫЕ, ЧУГУННЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ И ИХ КОМПОНЕНТЫ. ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ И УТВЕРЖДЕННЫХ НА 01.01.2001

Номер ГОСТа	Название ГОСТа
2.411–72	ЕСКД. Правила выполнения чертежей труб, трубопроводов и трубопроводных систем. –Взамен ГОСТ 2.4 11 –68
2.784–96	ЕСКД. Обозначения условные графические. Элементы трубопроводов. – Взамен ГОСТ2.784–70
14202–69	Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки
23.040.10	**Чугунные и стальные трубы**
550–75	Трубы стальные бесшовные для нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. Технические условия. – Взамен ГОСТ 550–58
631–75	Трубы бурильные с высаженными концами и муфты к ним. Технические условия. –Взамен ГОСТ 63 1–63
632–80	Трубы обсадные и муфты к ним. Технические условия. – Взамен ГОСТ 632–64
633–80	Трубы насоснокомпрессорные и муфты к ним. Технические условия. – Взамен ГОСТ 633–63
800–78	Трубы подшипниковые. Технические условия. – Взамен ГОСТ 800–55
1060–83	Трубы стальные бесшовные холодно-деформированные для судостроения. Технические условия. – Взамен ГОСТ 1060–76
3262–75	Трубы стальные водогазопроводные. Технические условия. – Взамен ГОСТ 3262–62
3728–78	Трубы. Метод испытания на изгиб. – Взамен ГОСТ 3728–66
3845–75	Трубы металлические. Метод испытания гидравлическим давлением. – Взамен ГОСТ 3845–65
5005–82	Трубы стальные электросварные холоднодеформированные для карданных валов. Технические условия. – Взамен ГОСТ 5005–65

Продолжение приложения 3.2.

5654–76	Трубы стальные бесшовные горячедеформированные для судостроения. Технические условия. – Взамен ГОСТ 5654–51
6238–77	Трубы обсадные колонковые для геологоразведочного бурения и ниппели к ним. Технические условия. – Взамен ГОСТ 6238–52
7909–56	Трубы бурильные геологоразведочные и муфты к ним. Технические условия
8467–83	Трубы стальные бурильные ниппельного соединения для геологоразведочного бурения. Технические условия. – Взамен ГОСТ 8467–57
8638–57	Трубы стальные каплевидные. Сортамент
8639–82	Трубы стальные квадратные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 8639–68
8642–68	Трубы стальные овальные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 8642–57
8644–68	Трубы стальные плоскоовальные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 8644–57
8645–68	Трубы стальные прямоугольные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 8645–57
8646–68	Трубы стальные с полыми ребрами. Сортамент. – Взамен ГОСТ 8646–57
8693–80 (ИСО 8494–86)	Трубы металлические. Метод испытания на бортование. – Взамен ГОСТ 8693–58
8694–75	Трубы. Метод испытания на раздачу. – Взамен ГОСТ 8694–58
8695–75	Трубы. Метод испытания на сплющивание. – Взамен ГОСТ 8695–58
8696–74	Трубы стальные электросварные со спиральным швом общего назначения. Технические условия. – Взамен ГОСТ 8696–62
8731–74	Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Технические требования. –Взамен ГОСТ 873 1–66
8732–78	Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 8732–70
8733–74	Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные и теплодеформированные. Технические требования. – Взамен ГОСТ 8733–66
8734–75	Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 8734–58
9567–75	Трубы стальные прецизионные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 9567–60
9583–75	Трубы чугунные напорные, изготовленные методами центробежного и полунепрерывного литья. Технические условия. – Взамен ГОСТ 9583–61
9940–81	Трубы бесшовные горячедеформированные из коррозионностойкой стали. Технические условия. – Взамен ГОСТ 9940–72
9941–81	Трубы бесшовные холодно- и теплодеформированные из коррозионностойкой стали. Технические условия. – Взамен ГОСТ 9941–72
10006–80 (ИСО 6892–84)	Трубы металлические. Метод испытания на растяжение. – Взамен ГОСТ 10006–73
10498–82	Трубы бесшовные особотонкостенные из коррозионностойкой стали. Технические условия. – Взамен ГОСТ 10498–63
10692–80	Трубы стальные, чугунные и соединительные части к ним. Приемка, маркировка, упаковка, транспортирование и хранение. – Взамен ГОСТ 10692–73
10704–91	Трубы стальные электросварные прямошовные. Сортамент. – Взамен ГОСТ 10704–76
10705–80	Трубы стальные электросварные. Технические условия. – Взамен ГОСТ 10705–63
10706–76	Трубы стальные электросварные прямошовные. Технические требования. – Взамен ГОСТ 10706–63
10707–80	Трубы стальные электросварные холоднодеформированные. Технические условия. –Взамен ГОСТ 10707–73
11017–80	Трубы стальные бесшовные высокого давления. Технические условия. – Взамен ГОСТ 11017–64
11068–81	Трубы электросварные из коррозионностойкой стали. Технические условия. – Взамен ГОСТ 11068–64
11249–80	Трубы стальные свертные паяные двухслойные. Технические условия. – Взамен ГОСТ 11249–73, ГОСТ 5.1527–72
11706–78	Трубы. Метод испытания на раздачу кольца конусом. – Взамен ГОСТ 11706–66
12132–66	Трубы стальные электросварные и бесшовные для мотовелопромышленности. Технические условия
12501–67	Трубы. Методы испытания крутящим моментом
13663–86	Трубы стальные профильные. Технические требования. – Взамен ГОСТ 13663–68
14162–79	Трубки стальные малых размеров (капиллярные). Технические условия. – Взамен ГОСТ 14162–69
17410–78	Контроль неразрушающий. Трубы металлические бесшовные цилиндрические. Методы ультразвуковой дефектоскопии. – Взамен ГОСТ 17410–72
19040–81	Трубы металлические. Метод испытания на растяжение при повышенных температурах. – Взамен ГОСТ 19040–73
19277–73	Трубы стальные бесшовные для маслопроводов и топливопроводов. Технические условия
20295–85	Трубы стальные сварные для магистральных газонефтепроводов. Технические условия. –Взамен ГОСТ 20295–74
21729–76	Трубы конструкционные холоднодеформированные и теплодеформированные из углеродистых и легированных сталей. Технические условия
21945–76	Трубы бесшовные горячекатаные из сплавов на основе титана. Технические условия
22786–77	Трубы биметаллические бесшовные для судостроения. Технические условия. – Взамен ГОСТ 5.1210–72
24030–80	Трубы бесшовные из коррозионностойкой стали для энергомашиностроения. Технические условия
24723–81	Трубопроводы морской воды стальные оцинкованные. Расчет долговечности элементов
25812–83	Трубопроводы стальные магистральные. Общие требования к защите от коррозии. Утратил силу на территории РФ.

Продолжение приложения 3.2.

26250–84	Трубы бурильные для снарядов со съемными керноприемниками. Технические условия
28800–90	Трубы металлические. Метод определения влаги на внутренней поверхности труб
30563–98	Трубы бесшовные холоднодеформированные из углеродистых и легированных сталей со специальными свойствами. Технические условия
30564–98	Трубы бесшовные горячедеформированные из углеродистых и легированных сталей со специальными свойствами. Технические условия
Р 50278–92	Трубы бурильные с приваренными замками. Технические условия
Р 51164–98	Трубопроводы стальные магистральные. Общие требования к защите от коррозии

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ

Для определения расхода жидкости используются гидрометрический, гидравлический, гидравлико-гидрометрический, физический, гидрологический и другие методы. Рассмотрим кратко некоторые из них.

К гидрометрическим методам относятся весовой, или объемный, осуществляемый с помощью механических расходомеров. Механические расходомеры (объемные и скоростные), применяются для измерения расхода напорных потоков, учитывают общее количество жидкости, прошедшей через прибор с момента первоначального отсчета его показаний по счетчику.

Гидравлические методы включают замеры расходов жидкости с помощью сужающих устройств, например, в напорных трубопроводах с помощью диафрагм, сопл, труб Вентури и др. Использование указанных выше устройств базируется на законах гидравлики (уравнениях неразрывности, Д. Бернулли и др.).

В физических методах определения расхода жидкости используются явления и законы тепломассообмена, электромагнетизма, ультразвука и др.

Ниже в таблицах 3.3.1–3.3.4 приведены характеристики некоторых устройств для измерения расхода жидкости.

Значительное количество различных типов расходомеров выпускает ЗАО «ВЗЛЕТ», Санкт-Петербург.

Таблица 3.3.1.

Характеристики счетчиков воды

Условный проход (калибр), мм	Расход, $м^3/ч$			Сопротивление счетчика, $А_{сч}$	Коэф. местного сопротивления, $\zeta_{сч}$
	номинальный, $Q_н$	минимальный, Q_{min}	максимальный, $Q_{нmax}$		
Крыльчатые счетчики					
15	1	0,04	1,5	14,4	8,8
50	1,6	0,06	2,5	5,18	10
25	2,2	0,08	3,5	2,6	14
32	3,2	0,105	5	1,3	12,7
40	6,3	0,17	10	0,32	10
Турбинные счетчики					
50	22,5	1,6	30	0,035	3
80	63	3	84	0,003	1
100	105	4,5	140	0,001	0,45
150	225	7	300	0,00015	0,9
200	265	18	550	0,000045	1

Расходомер-счетчик электромагнитный «ВЗЛЕТ-ЭР»

Расходомер «ВЗЛЕТ-ЭР» может использоваться для измерения расхода питьевой воды, безалкогольных напитков (соки, сиропы и др.), алкогольных напитков крепостью до 40°, молочных продуктов, растворов пищевых кислот, щелочей и др. Технические данные расходомера приведены в таблице 3.3.2.

Таблица 3.3.2.

Технические характеристики расходомера.

Наименование параметра	Значение параметра
1. Диаметр условного прохода (типоразмер ППРЭ), D_y, мм	10; 20; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 150; 200
2. Наибольший измеряемый средний объемный расход жидкости, Q_v, $м^3/ч$	3,4; 13,58; 34,78; 54,34; 84,9; 143,5; 217,3; 339,6; 764,1; 1358
3. Наибольшее давление в трубопроводе, МПа	2,5
4. Наименьшая удельная проводимость жидкости, См/м	$5 \cdot 10^{-6}$
5. Наибольшая температура жидкости, °С	180
6. Питание расходомера	однофазная сеть переменного тока (31÷40) или (187÷242)В (49÷51)Гц
7. Потребляемая мощность, ВА, не более	10
8. Средняя наработка на отказ, ч	75 000
9. Средний срок службы, лет	12

Расходомер-счетчик ультрозвуковой «ВЗЛЕТ-РС» (УРСВ-010М)

Расходомер «ВЗЛЕТ-РС» предназначен для измерения расхода различных жидкостей: горячей воды, холодной воды, сточных жидкостей, нефтепродуктов, агрессивных жидкостей, жидких пищевых продуктов в напорных, металлических и пластмассовых трубопроводах. Технические данные расходомера приведены ниже в таблице.

Таблица 3.3.3

Технические характеристики расходомера

Наименование параметра	Значение параметра
1. Диаметр условного прохода (типоразмер ИУ), D_y, мм – накладные ПЭА – врезные ПЭА	 50 ÷ 4200 10 ÷ 4200
2. Измеряемый средний объемный расход жидкости, Q_v, м^3/ч: – наименьший, $Q_{v\,наим}$ – переходный, $Q_{v\,п}$ – наибольший, $Q_{v\,наиб}$	 0,0002· D_y^2 [мм] 0,001· D_y^2 [мм] 0,03· D_y^2 [мм]
3. Наибольшее давление в трубопроводе, МПа	2,5
4. Длина сигнального кабеля между ВП и ПЭА, не более, м	100
5. Температура жидкости, °С	– 10 ÷ 180
6. Питание расходомера – однофазная сеть переменного тока – от источника постоянного тока	 (36 ± 7) В (50 ± 1)/ (400 ± 8)Гц (220 ± 44) В (50 ± 1)Гц (50 ± 9)В
7. Потребляемая мощность, ВА, не более	15
8. Средняя наработка на отказ, ч	75000
9. Средний срок службы, лет	12

Теплосчетчик-регистратор «ВЗЛЕТ-ТСР»

Теплосчетчик-регистратор «ВЗЛЕТ-ТСР» с тепловычислителем предназначен для измерения, вычисления, индикации, регистрации, хранения и передачи значений количества и параметров тепловой энергии, теплоносителя, горячего и холодного водоснабжения в системах теплоснабжения. Теплосчетчик обеспечивает измерение и индикацию текущих значений расхода, температуры и давления в 1 – 4 трубопроводах. Технические данные теплосчетчика приведены в таблице 3.3.4.

Таблица 3.3.4

Технические характеристики теплосчетчика

Наименование параметра	Значение параметра
1. Диаметр условного прохода трубопровода, D_y, мм	10÷5000
2. Диапазон измерения среднего объемного(массового) расхода жидкости Q_v, м^3/ч – при использовании расходомеров с импульсным входом	0,02÷850 000
3. Наибольшее давление в трубопроводе, МПа	0÷2,5
4. Наибольшая температура жидкости, °С	0÷180
5. Диапазон измерения разности температур в подающем и обратном трубопроводах, °С	3÷180
6. Питание расходомера	однофазная сеть переменного тока (31÷40) или (187÷242)В (49÷51)Гц
7. Потребляемая мощность, ВА, не более	30
8. Средняя наработка на отказ, ч	75000
9. Средний срок службы, лет	12

Более подробно с расходомерами можно ознакомиться в специальной литературе [7].

3.4. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА. ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ И УТВЕРЖДЕННЫХ НА 01.01.2001

Номер ГОСТа	Название ГОСТа
4.158–85	СПКП. Счетчики, дозаторы и расходомеры скоростные, объемные. Расходомеры электромагнитные. Расходомеры, дозаторы и дозирующие установки вихревые. Номенклатура показателей
8.122–99	ГСИ. Ротаметры. Методика поверки
8.142–75	ГСИ. Государственный первичный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений массового расхода жидкости в диапазоне $1\cdot10^{-3} \div 2\cdot10^{3}$ кг/с
8.143–75	ГСИ. Государственный первичный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений объемного расхода газа в диапазоне $1\cdot10^{-6} \div 1\cdot10^{2}$ м /с
8.145–75	ГСИ. Государственный первичный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений объемного расхода жидкости в диапазоне $3\cdot10^{-6} \div 10$ м^3/с
8.156–83	ГСИ. Счетчики холодной воды. Методы и средства поверки
8.220–76	ГСИ. Колонки маслораздаточные. Методы и средства поверки
8.252–77	ГСИ. Расходомеры тахометрические шариковые. Методы и средства поверки
8.320–78	ГСИ. Расходомеры электромагнитные. Методы и средства поверки
8.324–78	ГСИ. Счетчики газа. Методы и средства поверки
8.361–79	ГСИ. Расход жидкости и газа. Методика выполнения измерений по скорости в одной точке сечения трубы
8.364–79	ГСИ. Автоматы торговые дозирующие для отпуска жидких пищевых продуктов. Методы и средства поверки
8.369–79	ГСИ. Государственный первичный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений массового расхода воды в диапазоне $4\cdot10^{-2} \div 2{,}5\cdot10^{2}$ кг/с
8.373–80	ГСИ. Государственный специальный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений объемного расхода нефтепродуктов в диапазоне $2{,}8\cdot10^{-6} \div 2{,}8\cdot10^{-2}$ м^3/с
8.374–80	ГСИ. Государственный специальный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений объемного расхода воды в диапазоне $2{,}8\cdot10^{-8} \div 2{,}8\cdot10^{-2}$ м^3/с
8.407–80	ГСИ. Расходомеры несжимаемых жидкостей. Нормируемые метрологические характеристики
8.439–81	ГСИ. Расход воды в напорных трубопроводах. Методика выполнения измерений методом площадь – скорость

Справочник инженера-технолога

Продолжение приложения 3.4

8.451–81	ГСИ. Счетчики жидкости камерные. Методы и средства поверки
8.464–82	ГСИ. Расход газа массовый. Расчетные зависимости косвенных методов измерений
8.469–82	ГСИ. Дозаторы весовые непрерывного действия. Методы и средства поверки
8.477–82	ГСИ. Государственная поверочная схема для средств измерений уровня жидкости
8.486–83	ГСИ. Государственный специальный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений скорости водного потока в диапазоне 0,005 ÷ 25 м/с
8.542–86	ГСИ. Государственный специальный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений скорости воздушного потока
8.563.1–97	ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Диафрагмы, сопла ИСА 1932 и трубы Вентури, установленные в заполненных трубопроводах круглого сечения. Технические условия
8.563.2–97	ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Методика выполнения измерений с помощью сужающих устройств
8.563.3–97	ГСИ. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. Процедура и модуль расчетов. Программное обеспечение
6019–83	Счетчики холодной воды крыльчатые. Общие технические условия
Р 50193.1–92 (ИСО 4064-1–77)	Измерение расхода воды в закрытых каналах. Счетчики холодной питьевой воды. Технические требования
7193–74	Анемометр ручной индукционный. Технические условия
9932–75	Реометры стеклянные лабораторные. Технические условия
13045–81	Ротаметры. Общие технические условия
14167–83	Счетчики холодной воды турбинные. Технические условия
15126–80	Средства измерения скорости течения воды. Вертушки гидрометрические речные. Общие технические требования
15528–86	Средства измерений расхода, объема или массы протекающих жидкости и газа. Термины и определения
Р 50193.2–92 (ИСО 4064-2–78)	Измерение расхода воды в закрытых каналах. Счетчики холодной питьевой воды. Требования к установке
Р 50193.3–92 (ИСО 4064-3–83)	Измерение расхода воды в закрытых каналах. Счетчики холодной питьевой воды. Методы и средства испытаний
Р 50818–95	Счетчики газа объемные диафрагменные. Общие технические требования и методы испытаний
25855–83	Уровень и расход поверхностных вод. Общие требования к измерению
28066–89	Счетчики жидкости камерные ГСП. Общие технические условия
28723–90	Расходомеры скоростные, электромагнитные и вихревые. Общие технические требования и методы испытаний
28724–90	Счетчики газа скоростные. Общие технические требования и методы испытаний
28725–90	Приборы для измерения уровня жидкостей и сыпучих материалов. Общие технические требования и методы испытаний
Р 50601–93	Счетчики питьевой воды крыльчатые. Общие технические условия
СТ СЭВ 3267–81	Универсальная международная система автоматического контроля, регулирования и управления. Расходомеры турбинные. Технические требования
СТ СЭВ 3850–82	Метрология. Установки поверочные трубопоршневые двунаправленные. Основные параметры и технические требования

3.5. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ. ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ И УТВЕРЖДЕННЫХ НА 01.01.2001

Номер ГОСТа	Название ГОСТа
4.58–85	СПКП. Манометры, вакуумметры, мановакуумметры, тягомеры, напоромеры и тягонапоромеры. Номенклатура показателей
4.135–85	СПКП. Манометры дифференциальные. Номенклатура показателей
8.017–79	ГСИ. Государственный первичный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений избыточного давления до 250 Мпа
8.053–73	ГСИ. Манометры, мановакуумметры, вакуумметры, , напоромеры, тягонапоромеры и тягомеры с пневматическими выходными сигналами. Методика поверки
8.092–73	ГСИ. Манометры, вакуумметры, мановакуумметры, тягомеры, напоромеры и тягонапоромеры с унифицированными электрическими (токовыми) выходными сигналами. Методы и средства поверки
8.094–73	ГСИ. Государственный специальный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений давления с верхними пределами от $10000 \cdot 10^5$ до $40000 \cdot 10^5$ Па

Справочник по гидравлике

Продолжение приложения 3.5

8.096–82	ГСИ. Микроманометры образцовые 1-го разряда типа МКМ. Методы и средства поверки
8.107–81	ГСИ. Государственный специальный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений абсолютного давления в диапазоне $1 \cdot 10^{-8} \div 1 \cdot 10^{3}$ Па
8.111–74	ГСИ. Мановакуумметры грузопоршневые типа МВП- 2,5. Методы и средства поверки
8.146–75	ГСИ. Манометры дифференциальные показывающие и самопишущие с интеграторами ГСП. Методика поверки
8.187–76	ГСИ. Государственный специальный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений разности давлений до $4 \cdot 10^{4}$ Па
8.223–76	ГСИ. Государственный специальный эталон и общесоюзная поверочная схема для средств измерений абсолютного давления в диапазоне $2{,}7 \cdot 10^{2} \div 4000 \cdot 10^{2}$ Па
8.240–77	ГСИ. Преобразователи измерительные разности давлений ГСП с унифицированными токовыми выходными сигналами. Методы и средства поверки
8.243–77	ГСИ. Преобразователи измерительные разности давлений ГСП с унифицированными выходными параметрами взаимной индуктивности. Методы и средства поверки
8.302–78	ГСИ. Микроманометры жидкостные компенсационные с микрометрическим винтом типа МКВ-250. Методы и средства поверки
8.340–78	ГСИ. Манометры грузопоршневые типа МП-0,4. Методы и средства поверки
8.433–81	ГСИ. Государственный специальный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений переменного давления в диапазоне $1 \cdot 10^{2} \div 1 \cdot 10^{6}$ Па для частот от $5 \cdot 10^{-2}$ до $1 \cdot 10^{4}$ Гц и длительностей от $1 \cdot 10^{-5}$ до 10 с при постоянном давлении до $5 \cdot 10^{6}$ Па
8.479–82	ГСИ. Манометры избыточного давления грузопоршневые. Методы и средства поверки
8.501–84	ГСИ. Государственный специальный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений периодического давления в диапазоне 1÷250 МПа при частотах до 10 кГц
1701–75	Манометры автомобильные и указатели давления автотракторные. Общие технические условия
2405–88	Манометры, вакуумметры, мановакуумметры, напоромеры, тягомеры и тягонапоромеры. Общие технические условия
8291–83	Манометры избыточного давления грузопоршневые. Общие технические требования
9921–81	Манометры шинные ручного пользования. Общие технические условия
13717–84	Приборы манометрического принципа действия, показывающие электроконтактные. Общие технические условия
18140–84	Манометры дифференциальные ГСП. Общие технические условия
22520–85	Датчики давления, разрежения и разности давления с электрическими аналоговыми выходными сигналами ГСП. Общие технические условия
22521–85	Датчики давления, разрежения и разности давления с пневматическим аналоговым выходным сигналом ГСП. Общие технические требования
22725–77	Манометры сопротивления манганиновые для высоких давлений образцовые. Технические требования
27758–88	Вакуумметры. Общие технические требования

Справочник по гидравлике

Литература к третьему разделу

1. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1982. 24 с.

2. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика: Основы механики жидкости. М.: Стройиздат, 1975. 328 с.

3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1971. 671 с.

4. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

5. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.

6. Борисов С.Н., Даточный В. В. Гидравлический расчет газопроводов. М.: Недра, 1972. 112 с.

7. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Выш. шк., 1985. 382 с.

8. Ганелин А.М., Коструба С.И. Справочник сельского электрика. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1988. 304 с.

9. Емцов Б.Т. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. 463 с.

10. Ильин В.Г. Расчет совместной работы насоса, водопроводных сетей и резервуаров. Киев: Гос. изд-во литературы по строительству и архитектуре УССР, 1963. 135 с.

11. Калицун В.И., Кедров В.К. и др. Основы гидравлики, водоснабжения и канализации. М.: Изд. литер. по строительству, 1972. 381 с.

12. Калицун В.И., Кедров В.К. и др. Гидравлика, водоснабжение и канализация. М.: Стройиздат, 1980. 359 с.

13. Карасев Б.В. Насосы и насосные станции. Минск: Выш. шк., 1979. 288 с.

14. Карелин В.Я, Минаев А.В. Насосы и насосные станции. Учебник для вузов. М.: Стройиздат, 1986. 320 с.

15. Кисаримов Р.А. Справочник электрика. М.: Изд. предприятия РадиоСофт, 1998. 320 с.

16. Киселев П.Г. Гидравлика. Основы механики жидкости. М.: Энергия, 1980. 360 с.

17. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин. М.: Машиностроение, 1979. 319 с.

18. Комаров А.А. Надежность гидравлических систем М.: Машиностроение, 1969. 236 с.

19. Кременецкий Н.М. и др. Гидравлика. М.: Энергия, 1980. 383 с.

20. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов. М.: Энергия, 1978. 320 с.

21. Курганов А.М., Федоров Н.Ф. Справочник по гидравлическим расчетам систем водоснабжения и канализации. Л.: Стройиздат, 1978. 424 с.

22. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач /Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. М.: Машиностроение, 1976. 415 с.

23. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромеханике и гидроприводу / Под ред. Я.М. Вильнера. Минск: Высш. шк., 1980. 224 с.

24. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение. 1988. 256 с.

25. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.

26. Монтаж систем внешнего водоснабжения и водоотведения: Справочник строителя / А.К. Перешивкин, С.А. Никитин, В.П. Алимов и др.; Под ред. А.К. Перешивкина, С.А. Никитина. 5-е изд., перераб. и доп. М.: ГУП ЦПП, 2001. 828 с.

27. Насосная азбука. Изд-во фирмы WILO (Германия). Проспект.

28. Насосы. Термины и определения. ГОСТ. 1739872. М.: Изд-во стандартов, 1972. 36 с.

29. Некрасов Б.В. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967. 368 с.

30. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. М.: Лесн. пром-сть, 1981. 424 с.

31. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / Под ред. докт. техн. наук проф. В.Н. Прокофьева. М.: Высш. шк., 1968. 400 с.

32. Примеры гидравлических расчетов / Под ред. А.И. Богомолова. М.: Транспорт, 1977. 526 с.

33. Примеры расчетов по гидравлике / Под ред. А.Д. Альтшуля. М.: Стройиздат, 1976. 255 с.

Справочник по гидравлике

34. Сборник задач по машиностроительной гидравлике/ Под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. М.: Машиностроение, 1981. 464 с.

35. Свешников В.К., Усок А.А. Станочные гидроприводы. Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 463 с.

36. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. 2-е изд., перераб. М.: Энергия, 1970. 288 с.

37. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А. Большакова. Киев: Выш. шк., 1984. 279 с.

38. Справочник по гидравлическим расчетам / Под. ред. П.Г. Киселева. М.: Энергия, 1974. 312 с.

39. Строительные нормы и правила СНиП 2.04.0185. Внутренний водопровод и канализация зданий.

40. Строительные нормы и правила СниП 2.04.0284. Водоснабжение. наружные сети и сооружения.

41. Тарасов В. М. Безопасная эксплуатация насосов и компрессоров в химической и нефтехимической промышленности. М.: Химия, 1985. 64 с.

42. Техническая документация по насосам фирмы GRUNDFOS (Германия). Проспект.

43. Техническая документация по насосам фирмы WILO (Германия). Проспект.

44. Турк В.И., Минаев А.В., Карелин В.Я. Насосы и насосные станции. М.: Стройиздат, 1976. 304 с.

45. Чиняев И.А. Лопасные насосы. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1973. 184 с.

46. Чиняев И.А. Роторные насосы. Л.: Машиностроение, 1969. 216 с.

47. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Техническая механика жидкости. Л.: Энергоиздат, 1982. 672 с.

48. Чугаев Р.Р. Гидравлические термины. М.: Высш. шк., 1974. 103 с.

49. Шевелев Ф.А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых водопроводных труб. М.: Стройиздат, 1970. 113 с.

50. Юшкин В.В. Гидравлика и гидравлические машины. Минск: Выш. шк., 1974. 270 с.

Справочник по гидравлике

Основные условные обозначения к разделу 4

Наименование параметра	Обозначение	Размерность
Атмосферное давление	B	мм рт. ст.
Аэродинамический коэффициент давления	C_p	–
Весовой расход воздуха	G	Н/с, кГ/с
Время	t	с, час
Высота выступов шероховатости на стенках трубопровода	k	м
Высота здания	H	м
Диаметр воздуховода	d	м
Диаметр рабочего колеса вентилятора	D	м
Динамическое давление (скоростной напор воздушного потока)	q, p_d	Па
Динамическое давление, создаваемое вентилятором	p_{dv}	Па
Длина воздуховода	l	м
Допустимая концентрация вредных веществ в воздухе	$y_{доп}$	г/м^3
Избыточное давление	Δp	Па
Концентрация вредных веществ в приточном воздухе	y_0	г/м^3
Коэффициент потери давления на местном сопротивлении	ζ	–
Коэффициент потери давления на преодоление сопротивления трения	λ	–
Коэффициент расхода	μ	–
Коэффициент трения	C_f	–
Кратность воздухообмена	n	час$^{-1}$
Масса вредных веществ, выделяемая в помещении в единицу времени	$M_в$	кг/час
Массовый расход воздуха	M	кг/с
Мощность вентилятора	N	кВт
Мощность электродвигателя установочная	N	кВт
Объем	W	м^3
Объемный расход воздуха	Q	м^3/с, м^3/час
Периметр сечения воздуховода	П	м
Плотность вещества	ρ	кг/м^3
Площадь	S	м^2
Полная избыточная теплота, выделяемая в помещении в единицу времени	q	кДж/час
Полное давление	p_0	Па
Полное давление, создаваемое вентилятором	p_v	Па
Полные потери давления в воздуховоде	Δp_w	Па
Потери давления на единицу длины воздуховода	R	Па/м
Потери давления на местном сопротивлении	$\Delta p_м$	Па
Потери давления на преодоление сопротивления трения (потери по длине)	Δp_l	Па
Производительность вентилятора	Q (L)	м^3/с, м^3/час
Средняя скорость воздушного потока	V	м/с
Статическое давление	p_s	Па
Статическое давление, создаваемое вентилятором	p_{sv}	Па
Удельная теплоемкость воздуха	$C_в$	кДж/(кГ·К)
Удельный вес вещества	γ	Н/м^3
Ускорение свободного падения	g	м/с^2
Число оборотов рабочего колеса вентилятора	n	мин$^{-1}$

Справочник по гидравлике

Раздел 4

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Справочник по гидравлике

4.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

В соответствии с ГОСТ 22270–76 под **вентиляцией** понимают регулируемый воздухообмен в помещении. По сути это система мер, предпринимаемых для осуществления смены воздуха в помещении, в необходимых случаях с предварительной подготовкой подаваемого в помещение воздуха. Совокупность воздухотехнического оборудования, предназначенного для вентиляции помещений, называется **системой вентиляции.**

При помощи вентиляции в производственных, общественных и жилых помещениях устраняется действие таких вредных факторов, как избыточная температура, избыточная влажность, пары химических веществ токсичного или раздражающего действия, пыль и др.

Содержание вредных веществ в воздухе не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК)[*]. Полные сведения о ПДК приведены в ГОСТ 12.1.005–88 и СН 245–71 (Приложение 4.1).

По назначению системы вентиляции подразделяют на **приточные**, обеспечивающие подачу чистого наружного воздуха в помещение, и **вытяжные**, которые служат для удаления загрязненного воздуха из помещения.

По способу перемещения воздуха различают **естественную** и **механическую** вентиляцию.

При организации **естественной** вентиляции перемещение воздуха по каналам и воздуховодам осуществляется под действием разности давлений воздуха внутри помещения и наружного воздуха, иногда именуемого естественным давлением. Причинами возникновения естественного давления могут являться как неравномерность распределения давления по поверхности здания вследствие обтекания его ветром (ветровое давление), так и разность плотности внутреннего и наружного воздуха (гравитационное давление).

Естественный воздухообмен, организованный через специально выполненные во внешних ограждениях здания отверстия с регулируемой степенью открытия, называется **аэрацией.** Естественный неорганизованный воздухообмен, обусловленный движением воздуха через неплотности в ограждениях, называется **инфильтрацией** (эксфильтрацией).

Перемещение воздуха в системах **механической** вентиляции осуществляется с помощью специальных машин – **вентиляторов**. Системы механической вентиляции по сравнению с естественной более сложны в конструктивном отношении и требуют больших первоначальных затрат и эксплуатационных расходов. Вместе с тем они имеют ряд преимуществ. К основным их достоинствам относятся: независимость от температурных колебаний наружного воздуха и его давления, а также скорости ветра; подаваемый и удаляемый воздух можно перемещать на значительные расстояния (до сотен метров); воздух, подаваемый в помещение, можно подготовить, т.е. обеспечить требуемую его чистоту, температуру, влажность. Для этих целей в состав систем механической вентиляции может включаться соответствующий комплекс оборудования. Вследствие этого механическая вентиляция, как приточная, так и вытяжная, получила весьма широкое применение, особенно в промышленности.

По способу организации воздухообмена в помещениях вентиляция может быть **общеобменной**, **зональной** или **местной**, *по специальному назначению* – **аварийной** или **противодымной**.

Общеобменная вентиляция – система вентиляции, обеспечивающая воздухообмен при одинаковых условиях в полном объеме помещения. Она является основным видом вентиляции. Общеобменная вентиляция может быть как **приточной**, так и **вытяжной**, а чаще **приточно-вытяжной**, обеспечивая организованный приток и удаление воздуха. При общеобменной вентиляции поступающий в помещение воздух должен быть распределен так, чтобы весь его объем участвовал в ассимиляции вредных выделений, чтобы не было застойных зон с повышенной концентрацией вредных примесей, а также зон с повышенной скоростью движения воздуха в помещении (сквозняка).

Зональная система вентиляции предназначена для обеспечения подачи воздуха с переменными параметрами в отдельные помещения – зоны.

Местные системы вытяжной вентиляции обеспечивают воздухообмен в части помещения и служат для удаления загрязненного воздуха из части рабочей зоны – непосредственно от источника загрязнения. Местная приточная венти-

[*] См. Кротов Ю. А., Карелин А. О., Лойт А. О. Предельно допустимые концентрации химических веществ. – СПб, «Мир и семья». 2000. – 360 с.

ляция применяется для подачи свежего воздуха лишь в определенные рабочие места помещения (воздушный душ).

Аварийные системы вентиляции предусматриваются в помещениях, где возможно внезапное выделение вредных веществ в количествах, значительно превышающих допустимые.

Противодымная система вентиляции предусматривается для обеспечения эвакуации людей из помещений на начальной стадии пожара.

Вопрос о выборе системы вентиляции решается в каждом отдельном случае в зависимости от назначения помещения, характера вредных выделений и требуемых технико-экономических показателей системы.

4.1.1. Воздухообмен. Расчет воздухообмена

Частичная или полная замена воздуха, содержащего вредные примеси, чистым атмосферным воздухом в помещении называется **воздухообменом.**

Кратностью воздухообмена принято называть отношение объема воздуха, подаваемого или удаляемого за 1 час из помещения, к внутреннему объему помещения:

$$n = \pm\frac{Q}{W},\ \text{час}^{-1}, \qquad (4.1)$$

при этом знаком «+» обозначается приточный, а знаком «–» – вытяжной воздухообмен.

Требуемый для организации воздухообмена расход воздуха рассчитывают из условия ассимиляции избытков теплоты и влаги, уменьшения концентрации вредных паров и газов до допустимых пределов, а также удаления пыли, поступившей в помещение.

В табл. 4.1–4.11 представлены расчетные температура и кратность обмена воздуха в помещениях зданий различного назначения.

Таблица 4.1 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях жилых зданий

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена или количество удаляемого из помещения воздуха, $ч^{-1}$	
		приток	вытяжка
1	2	3	4
Жилая комната	18	–	3 $м^3$ на 1 $м^2$ площади
Кухня в здании: – негазифицированном	15	–	Не менее: 60 $м^3$
– газифицированном оборудованная плитами: двухконфорочными трехконфорочными четырехконфорочными	15	–	60 $м^3$ 75 $м^3$ 90 $м^3$
Ванная: – индивидуальная – с индивидуальным нагревом	25 18	– –	25 $м^3$ 25 $м^3$
Уборная индивидуальная	16	–	25 $м^3$
Совмещенный санитарный узел	25	–	50 $м^3$
То же, с индивидуальным нагревателем	18	–	50 $м^3$
Умывальная индивидуальная	18	–	0,5
Кабина личной гигиены женщины	23	–	2
Вестибюль, общий коридор, передняя, лестничная клетка	16	–	–
Машинное помещение лифтов	5	–	1
Электрощитовая	5	–	1
Мусоросборная камера	5	–	1

Примечания: 1. Для климатических районов с высокой летней температурой кратность воздухообмена в машинном помещении лифтов расчитывают из условия повышения температуры в нем не более чем до 40 °С.

2. В районах с температурой наиболее холодной пятидневки минус 31 °С и ниже, определяемой согласно СНиП 2.04.05–86, расчетную температуру воздуха в жилых комнатах надлежит принимать равной 20 °С.

3. В угловых помещениях квартир расчетная температура воздуха должна быть на 2 °С выше указанной в таблице.

4. При установке в кухнях, оборудованных газовыми плитами, газовых водонагревателей норма воздухообмена не меняется; при этом газоход от водонагревателей рассматривают как дополнительный вытяжной канал.

Таблица 4.2 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях зданий административных учреждений и проектных организаций

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена, $ч^{-1}$	
		приток	вытяжка
1	2	3	4
Общие рабочие комнаты, кабинеты	18	По расчету, но не менее 30 $м^3$/(ч·чел)	
Приемные при кабинетах и приемные исполкомов	18	2	2
Машинописные бюро	18	3	3
Машиносчетные бюро	18	По расчету, но не менее 2	
Конференц-залы и залы совещаний	16	По расчету	
Хранилища архивов, проектных кабинетов и библиотек	18	1,5	2
Читальные залы	18	3	2,5

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4
Комнаты общественных организаций и экспедиции	18	2	1,5
Кладовые оборудования, инвентаря и канцелярских принадлежностей	16	–	1
Помещения копировально-множительных служб: – отделения светокопирования и переплетно-брошюровочное – отделения фото-, микрофото - и электрофотокопирования – отделения оперативной офсетной печати: редакционно-оформительное подготовки и изготовления печатных форм; – ремонтная мастерская	 18 18 18 18	 3 5 2 5 1,5	 3 5 2 5 2,5
Помещения электронных малогабаритных счетно-вычислительных машин	18	По расчету	
Макетные мастерские: – столярные участки: – сборки макетов – окраски – склады макетов	 16 16 16 16	 3 2 – –	 3 2 4 1,5
Вестибюли	16	2	–
Гардеробные	16	–	2
Курительные	18	–	По балансу из помещений основного назначения
Буфеты с подсобными помещениями	16	–	3
Столовые	По расчету		
Гигиенические души	23	–	2
Санитарные узлы	16	–	100 м^3 на 1 унитаз и писсуар
Умывальные	16	Через санитарные узлы	
Медицинские пункты: – кабинет врача – процедурные	 20 20	 2 1,5	 1,5 2

Примечание: Объемы воздуха, удаляемого местными отсосами от светокопировальных аппаратов, клееварок, дуговых фонарей, сушильных аппаратов, аппаратов ЭК-1 и ЭК-2, мест пайки, следует компенсировать притоком с учетом коэффициентов одновременности работы оборудования. В помещениях, где устанавливаются местные отсосы, указанные кратности обмена воздуха относятся к общеобменной вентиляции.

Таблица 4.3 [6]

Допускаемые температура, влажность и скорость движения воздуха в зоне пребывания людей в помещениях

Системы	Период года	Температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения, м/с
Вентиляции	Холодный Теплый	16–21 Нормируется*	Не нормируется	0,15 0,25
Кондиционирование воздуха	Холодный Теплый	20–21 23–26	45–50 50–55	0,15 0,25

*В помещениях основного назначения температура должна быть не более чем на 3 °С выше расчетной вентиляционной температуры (параметры А). В кухнях температура должна быть не более чем на 5 °С выше расчетной вентиляционной температуры (параметры А).

Таблица 4.4 [6]

Количество тепловыделений, влаговыделений и выделений CO_2 людьми при различной температуре воздуха

Помещения	Температура воздуха в зоне пребывания людей, °С	Тепловыделения, ккал/(ч·чел)			Влаговыделения, г/(ч·чел)
		полные	явные	скрытые	
Общие рабочие комнаты, конференц-залы и залы совещаний	20–22 23–25 26–28	90 96 100	60 52 42	30 44 58	50 75 100
Обеденные залы	20–22 23–25 26–28	126 126 126	80 60 50	46 66 76	80 110 130

Примечание. Выделения CO_2 при всех условиях составляют 20 л/(ч·чел).

Таблица 4.5 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях детских садов и яслей

Помещения	Расчетная температура, °С, в климатических районах и подрайонах			Кратность обмена, ч$^{-1}$	
	IA, IБ и IГ	IВ и IД	II; III и IV	приток	вытяжка
1	2	3	4	5	6
Игральная-столовая, приемная младшей группы ясельного возраста	23	22	21	–	1,5

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.5

1	2	3	4	5	6
Групповая, приемная средней и старшей групп ясельного возраста	21	20	19	–	1,5
Спальня-веранда и раздевальная	19	18	18	–	1,5
Туалетные	20–22	20–22	20–22	–	2
Комната для музыкальных и гимнастических занятий	18	18	18	–	1,5
Помещение бассейна для обучения детей плаванию	29	29	29	–	По расчету, но не менее 50 м^3 на 1 ребенка
Изолятор, медицинская комната	22	22	22	–	1,5
Комната персонала	18	18	18	–	0,5
Кухня	15	15	15	–	По расчету
Комната для хранения чистого белья	15	15	15	–	0,5
Стиральная-разборочная	18	18	18	5	5
Сушильная-гладильная	16	16	16	5	5

Таблица 4.6 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях школ и училищ

Помещения	Расчетная температура, °С, в климатических районах и подрайонах			Кратность обмена, ч$^{-1}$	
	IА, IБ и IГ	IВ, IД, II и III	IV	приток	вытяжка
1	2	3	4	5	6
Школы и школы-интернаты					
Классы, кабинеты, лаборатории	21	18	17	По расчету	
Мастерские по обработке металла и древесины	18	16	16	20 м^3/(ч·чел)	
Спортивный зал	17	15	15	80 м^3/(ч·чел)	
Спальные комнаты	18	16	16	–	1,5
Актовый зал-киноаудитория и кабинет средств обучения	20	18	17	20 м^3/(ч·чел)	
Рекреационные помещения	18	16	16	–	–
Учительская	21	18	17		1,5
Библиотека, кабинеты администрации, комнаты общественных организаций	21	18	17	–	1
Кабинет врача	23	22	21	–	1,5
Раздевальные при спортивном зале	22	20	19	–	1,5
Комнаты для чистки одежды и обуви	20	18	17	–	3
Вестибюль	19	16	16	2	–
Профессионально-технические училища					
Учебные кабинеты и классы	16			16 м^3/(ч·чел)	
Кабинеты технического черчения и читальные залы	18			16 м^3/(ч·чел)	
Лаборатории без вредных выделений с точными измерительными приборами	20			16 м^3/(ч·чел)	
Лаборатории с вредными выделениями и учебно-производственные мастерские	16			По расчету	
Актовый зал	16			40 м^3 на 1 место	

Примечания:

1. При расчете отопления и вентиляции тепловыделения от одного учащегося в учебном помещении принимать 60 ккал/ч, а влаговыделения – 45 г/ч.
2. Объем удаляемого воздуха от вытяжного химического шкафа следует принимать 1100 м^3/ч.
3. У наждачного точила следует предусматривать укрытие и обеспыливающий агрегат.
4. Клееварки должны оборудоваться укрытием, локализующим выделения.

Таблица 4.7 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях лечебных учреждений

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена, ч$^{-1}$	
		приток	вытяжка
1	2	3	4
Палаты для взрослых, противошоковые для туберкулезных больных, послеродовые, спальные в помещениях для матерей детских отделений, помещения гипотермии	20	40 м^3 на 1 койку	
Палаты предродовые, эклампсии, туалетные для новорожденных	25	1,5	2

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.7

1	2	3	4
Послеоперационные палаты и палаты отделений анестезиологии-реанимации, палаты родовые, операционные, наркозные, реанимационные, для больных с ожогами кожи	22	По расчету	
Палаты для детей (в том числе для новорожденных)	22	20 м^3 на 1 койку	
Палаты для травмированных и недоношенных новорожденных	25	15 м^3 на 1 койку	
Палаты в боксах и полубоксах, фильтр-боксы, предбоксы	22	2 из коридора	2,5
Фильтры, приемно-смотровые боксы, смотровые, перевязочные, манипуляционные, предоперационные, процедурные, комнаты для кормления детей в возрасте до 1 года, кабинеты пневмоторакса с кабиной для раздевания и комнатой отдыха	22	1,5	2
Кабинеты врачей, комнаты персонала, кабинеты ангиографии, комнаты отдыха для больных водо- и грязелечебниц, кабинеты акупунктуры, выписные, помещения для ректороманоскопии, кабинеты аудиометрии, антропометрии	20	1	1
Процедурные и кабинеты для раздевания при рентгенодиагностических и флюорографических кабинетах, процедурные для рентгеновских снимков зубов, моечные лабораторной посуды патологоанатомических отделений, комнаты управления рентгеновских кабинетов и радиологических отделений, фотолаборатории, кабинеты электросветолечения, массажные	20	3	4
Стерилизационные при операционных, лаборатории и помещения для производства анализов, кабинеты различных исследований, кольпоскопные, монтажные и моечные кабинетов искусственной почки и помещений для аппарата искусственного кровообращения, растворные-деминерализационные, препараторские лабораторий, помещения для центрифуг, помещения для окраски	18	1	3
мазков, весовые, колориметрические, средоварки, материально-аппаратные лабораторий, фиксационные, помещения для подготовки перевязочных и операционных материалов и белья, контроля комплектования и упаковки инструментов, приема, разборки, мытья и сушки хирургических инструментов	18	1	3
Комнаты для одевания трупов, выдачи трупов, кладовые для хранения гробов, помещения для хранения хлорной извести	14	–	3
Дезинфекционные камеры: – приемные – грязные отделения – разгрузочные (чистые) отделения	 16 16 16	Из чистого отделения 5	 3 5 Через грязное отделение
Шлюзы при сероводородных ваннах	25	3	4
Кабины для раздевания при сероводородных ваннах	25	3	3
Помещения приготовления растворов для сероводородных ванн и хранения реактивов	20	5	6
Помещения для мойки и сушки простыней, холстов, брезентов, грязевые кухни	16	6	10
Помещения для ингаляции (процедурные)	20	8	10
Секционные	16	1	4
Шлюзы перед палатами для новорожденных, изоляторы в отделениях новорожденных, помещения для выписки родильниц, помещения для облучения детей кварцевой лампой	22	1	1
Клизменные	20	–	5
Малые операционные	22	6	5
Помещения аптек: ассистентские, асептические, расфасовочные, помещения для хранения товаров, комнаты химика-аналитика – моечные, кубовые-стерилизационные – помещения для хранения термолабильных медикаментов	18 18 12	2 3 2	3 4 3
Склады хранения стерильных материалов	18	3	–

Справочник по гидравлике

Таблица 4.8 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях кинотеатров

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена, $ч^{-1}$	
		приток	вытяжка
1	2	3	4
Зрительный зал вместимостью, чел.: до 300 включительно	В холодный период года 16–18 °С. В теплый период года не более чем на 3 °С выше расчетной температуры наружного воздуха для проектирования вентиляции (расчетные параметры А)	По расчету, но не менее 20 $м^3$ наружного воздуха на 1 место	
более 300	В холодный период года 16–18 °С. В теплый период года расчетная температура наружного воздуха (расчетные параметры Б), но не выше 26 °С	По расчету, но не менее 20 $м^3$ наружного воздуха на 1 место	
Распределительные кулуары и фойе	14	2	–
Кассовая кабина	18	–	3
Кассовый вестибюль	12	2	–
Кинопроекционная, оборудованная кинопроекторами с осветителями: – дуговыми	16	3	3 и дополнительно от каждого осветителя с дугой* 8–60, 9–90, 10–90, 11–120 и 12–180 соответственно 400, 700, 700, 1000 и 1700 $м^3$
– в виде ксеноновых ламп	16	3	3 и дополнительно от каждого осветителя мощностью 0,5–1, 2– 3 и 5 кВт соответственно 300, 600 и 800 $м^3$
Перемоточная	12	2	2
Аккумуляторные с аккумуляторами: – кислотными – щелочными	15 15	8 –	10 3
Кислотная и щелочная	15	–	3
Мастерские	18	–	2
Санитарные узлы	15	–	100 $м^3$ на 1 прибор
Курительные	14	Через смежные помещения	10
Моечная буфета	18	3	6

* Первая цифра в обозначении дуги – диаметр положительного угла, мм; вторая – сила тока, А.

Таблица 4.9 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях предприятий бытового обслуживания населения

Помещения	Расчетная температура ,°С	Кратность обмена, $ч^{-1}$	
		приток	вытяжка
1	2	3	4
Для изготовления и ремонта одежды, головных уборов и трикотажных изделий	18	По расчету	
Для скорняжных работ	18	2	2
Для ремонта обуви и кожаной галантереи	18	2	3
Химической чистки одежды: – срочной – с самообслуживанием – лаборатория – срочного выведения пятен – стирки белья с самообслуживанием и срочной стирки сорочек	16 16 18 16 18	По расчету По расчету 2 8 По расчету	 3 10
Для ремонта металлоизделий, бытовых электроприборов, часов, фотокиноаппаратуры, оптики, музыкальных инструментов; для переплетных работ	18	2	3
Для ремонта радиоаппаратуры и телевизоров	18	4	5
Зал для фотосъемки	18	–	2
Для обработки фотоматериалов: – черно-белых – цветных	18 18	2 8	3 10
Для ремонта изделий из пластмасс; для ювелирных и граверных работ	18	1	2

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.9

1	2	3	4
Прокатные пункты предметов домашнего обихода и культурно-бытового назначения	18	1	2
Парикмахерские: – рабочий зал до пяти рабочих мест – то же, более пяти рабочих мест – помещения для сушки волос	18 18 18	1 2 По расчету	2 3
Студии звукозаписи	18	2	2
Машинописные бюро	18	3	3
Помещения для посетителей	18	По балансу	–
Склады	15	–	0,5

Таблица 4.10 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха в помещениях магазинов

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена, $ч^{-1}$	
		приток	вытяжка
Торговые залы площадью до 150 $м^2$ в магазинах: – продовольственных – непродовольственных	 12 15	 – –	 1,5 1,5
Торговые залы площадью более 150 $м^2$ в магазинах: – продовольственных – непродовольственных	 12 15	 По расчету По расчету	
Разгрузочные	10	–	По расчету
Залы демонстрации новых товаров	18	По расчету	
Для приемки товаров и для подготовки товаров к продаже	16	2	1
Гладильные	16	По расчету	
Разрубочные	10	3	4
Для хранения инвентаря и упаковочных материалов, бельевые	16	–	1
Для хранения тары	10	–	1
Кладовые товаров: бакалейных и хлебных гастрономических рыбных, овощей парфюмерных, обуви табачных изделий москательных и хозяйственных прочих	 10 10 8 12 10 10 12	 – – – – – – –	 0,5 1 1 2 1 2 0,5
Машинное отделение холодильных камер с охлаждением агрегатов: – воздушным – водяным	 – –	 По расчету 3	

Таблица 4.11 [6]

Расчетная температура и кратность обмена воздуха во вспомогательных зданиях и помещениях промышленных предприятий

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена, $ч^{-1}$	
		приток	вытяжка
1	2	3	4
Вестибюли	16	2	–
Гардеробные уличной одежды	16	–	1
Гардеробные для совместного хранения всех видов одежды при неполном (исключая белье) переодевании: – без душевых – с душевыми	 18 (20 при размещении в гардеробных фотария) То же	 – Из расчета компенсации вытяжки из душевых, но не менее 1	 1 Из душевых и при необходимости из гардеробных, если воздухообмен превышает вытяжку из душевых
Гардеробные для хранения отдельных видов одежды при полном (включая белье) переодевании: – специальной одежды – домашней (уличной и домашней) одежды	 23 23	 5 Из расчета компенсации вытяжки из душевых, но не менее 5	 5 Из душевых и при необходимости из гардеробных, если воздухообмен превышает вытяжку из душевых
Душевые	25	–	75 $м^3$ на 1 душевую сетку
Преддушевые	23	–	–
Умывальные	16	–	1
Уборные	16	–	50 $м^3$ на 1 унитаз, 25 $м^3$ на 1 писсуар
Курительные	16	–	10
Кабины личной гигиены женщин	20	2	2
Комнаты кормления грудных детей	23	2	2

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.11

1	2	3	4
Помещения для отдыха	20 (22 при размещении устройств для обогревания работающих)	5, но не менее 30 м^3 /(ч·чел)	4
Помещения для сушки рабочей одежды	16	По расчету	
Помещения для обеспыливания и химической чистки рабочей одежды: – при обслуживании – при самообслуживании	 16 20	 По расчету По расчету	
Помещения для ремонта рабочей одежды	20		1
Помещения для ремонта обуви	20	2	3
Фотарии	25	По расчету	
Рабочие помещения управлений, общественных организаций	18	1,5	1,5
Конструкторские бюро, библиотеки	20	2	2
Залы совещаний и собраний вместимостью, чел.: – 100 и более – до 100	 16 16	 40 м^3/(ч·чел) при рециркуляции не менее 50% наружного воздуха 3	 3
Помещения архивов	18	–	1
Помещения радиоузлов и телефонных станций	18	3	3
Помещения светокопировальных мастерских	16	2	По расчету, но не менее 3

Примечание. В теплый период года в вестибюлях, гардеробных, душевых, преддушевых, умывальных, уборных и курительных расчетные температуры воздуха не нормируют, а кратности воздухообмена принимают по этой же таблице. В остальных помещениях (кроме помещений для сушки рабочей одежды) расчетную температуру воздуха принимают как для помещений с незначительными (менее 20 ккал/ч·м^3) избытками явного тепла, а воздухообмен определяют расчетом.

4.1.2. Вредные выделения и предельно допустимые концентрации их в помещениях

В зависимости от назначения помещений и технологических процессов, осуществляемых в них, меняется и характер загрязняющих воздух вредных выделений. В жилых и общественных помещениях источниками вредных выделений являются в основном люди, а в промышленных помещениях, кроме того, – производственные установки (печи, ванны, станки и пр.).

В жилых и общественных зданиях основными вредными выделениями являются углекислота, теплоизбытки, влагоизбытки, в промышленных помещениях – газы, теплоизбытки, влагоизбытки и пыль.

Вентиляция должна обеспечивать в помещениях метеорологические условия в полном соответствии с требованиями «Санитарных норм проектирования промышленных предприятий» (СН 245–71).

Газовыделения. Содержание газов, паров и пыли не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК). Предельно допустимой концентрацией называется такое количество тех или иных вредных выделений в воздухе помещения, которое не вызывает неблагоприятного воздействия на организм человека. Предельно допустимые концентрации CO_2, л/м^3, в воздухе помещений составляют:

При постоянном пребывании людей (жилые комнаты) 1
При периодическом пребывании людей (учреждения). 1,25
При кратковременном пребывании людей (например, кинотеатры). 2
Детские учреждения и больницы. 0,7

Предельно допустимые концентрации других газов и пыли следует принимать по СНиП 12.1.005–88.

При расчете необходимого воздухообмена в помещении по углекислому газу количество углекислого газа, выделяемого одним человеком, принимают по табл. 4.12.

Таблица 4.12

Количество углекислоты, выделяемой одним человеком

Возраст людей и характер выполняемой работы	Расход CO_2	
	объемный, л/ч	массовый, кг/ч
Взрослые люди при выполнении работы: – умственной (или в состоянии покоя) – физической: легкой тяжелой	 23 30 45	 45 60 90
Дети до 12 лет	12	24

Углекислый газ сам по себе не является вредным, но концентрация его в воздухе свыше 2 л/м^3 служит указанием на наличие недопустимого загрязнения воздуха сопутствующими газами, являющимися продуктом распада белковых веществ.

Содержание CO_2 в наружном воздухе больших городов можно принимать равным 0,5 л/м^3, небольших городов – 0,4 л/м^3.

Тепловыделения. Организм человека выделяет тепло. Количество тепла, выделяемого человеком, зависит от метеорологических параметров окружающего воздуха и характера выполняемой им работы. Выделение тепла происходит в основном с поверхности тела путем конвекции, излучения и испарения влаги.

Количество тепла, выделяемого одним человеком, указано в табл. 4.13.

Справочник по Гидравлике

Таблица 4.13

Количество тепла и влаги, выделяемых одним человеком при температуре воздуха в помещении 10 °С и 35 °С

Характер выполняемой работы	Тепло, Вт				Влага, г/ч	
	полное		явное			
	при 10° С	при 35° С	при 10° С	при 35° С	при 10° С	при 35 °С
Состояние покоя	160	93	140	12	30	115
Физическая:						
– легкая	180	145	150	5	40	200
– средней тяжести	215	195	165	5	70	280
– тяжелая	290	290	195	10	135	415

Количество тепла, Вт, поступающего в помещение от солнечной радиации, определяют по формулам:

для остекленных поверхностей

$$Q_{ост} = S_{ост} \cdot q_{ост} \cdot A_{ост}, \quad (4.2)$$

для покрытий

$$Q_{п.рад} = S_{п} \cdot q_{п} \cdot K_{п}, \quad (4.3)$$

где $S_{ост}$ и $S_{п}$ – площади поверхности остекления и покрытия, м^2;

$q_{ост}$ и $q_{п}$ – теплопоступления от солнечной радиации через 1 м^2 поверхности остекления, зависящие от его ориентации по сторонам света (табл. 4.14), и через 1 м^2 поверхности покрытия, Вт/м^2, при коэффициенте теплопередачи 1 Вт/(м^2 · · град), (табл. 4.15);

$A_{ост}$ – коэффициент, зависящий от характера остекления и солнцезащитных устройств (табл. 4.16);

$K_{п}$ – коэффициент теплопередачи покрытия, Вт/(м^2 · °С).

При подсчете теплопоступлений в помещение от солнечной радиации следует принимать большую из двух величин: теплопоступления через остекление, расположенное в одной стене, в сумме с теплопоступлениями через покрытие и фонарь или теплопоступления через остекление, расположенное в двух взаимно перпендикулярных стенах с коэффициентом 0,7 в сумме с теплопоступлениями через покрытие и фонарь.

Таблица 4.15 [5]

Теплопоступления от солнечной радиации через покрытие $q_{п}$ (средние значения)

Покрытие	$q_{п}$, Вт/м^2, при географической широте град. с. ш.			
	35	45	55	65
Плоское бесчердачное	24	21	17	14
С чердаком	6	6	6	6

Теплопоступления от солнечной радиации учитывают в тепловом балансе помещений при наружной температуре 10 °С и выше. Теплопоступления от солнечной радиации через стены не учитывают. Полный расчет летнего теплового режима здания дан в пособиях по строительной теплофизике.

Количество тепла Q, кВт, поступающего в помещение вследствие перехода механической энергии в тепловую, определяют по формуле

$$Q = 1000 \cdot N \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4, \quad (4.4)$$

где N – номинальная (установочная) мощность электродвигателей Вт;

η_1 – коэффициент использования установочной мощности электродвигателей, равный 0,7–0,9;

η_2 – коэффициент загрузки – отношение средней потребляемой мощности к максимально необходимой, равный 0,5–0,8;

η_3 – коэффициент одновременности работы электродвигателей, равный 0,5–1;

η_4 – коэффициент, характеризующий долю израсходованной механической энергии, которая превратилась в тепловую и осталась в данном помещении, равный 0,1–1.

Таблица 4.14

Теплопоступления от солнечной радиации через остекленные поверхности

Характер остекления	$q_{ост.}$, Вт/м^2, при ориентации остекления и географической широте, град. с. ш.															
	Ю				ЮВ и ЮЗ				В и З				СВ и СЗ			
	35	45	55	65	35	45	55 65	65	35	45	55	65	35	45	55	65
Окна с двойным остеклением (две рамы) с переплетами:																
– деревянными	128	145	145	170	100	128	145	170	145	145	170	170	75	75	75	70
– металлическими	165	185	185	210	128	165	185	210	185	185	200	210	95	95	95	95
Фонари с двойным вертикальным остеклением с переплетами:																
– деревянными	140	170	170	175	115	145	175	175	170	170	185	185	87	87	87	80
– металлическими	150	185	185	200	128	165	200	200	185	185	210	210	100	100	100	95

Примечание. Для остекленных поверхностей, ориентированных на север, $q_{ост} = 0$.

Справочник ГИП Гидравлике

Для приближенного определения теплопоступлений в механических и механосборочных цехах при работе станков без охлаждающей эмульсии можно принимать $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0{,}25$, при работе станков с применением охлаждающей эмульсии – $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0{,}2$ и при наличии местных отсосов – $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0{,}15$.

Таблица 4.16 [5]

Значения коэффициента $A_{ост}$

Характер остекления, его состояние и солнцезащита	$A_{ост}$
Двойное остекление в одной раме	1,15
Одинарное остекление	1,45
Обычное загрязнение	0,80
Сильное загрязнение	0,70
Забелка окон	0,60
Остекление с матовыми стеклами	0,70
Внешнее зашторивание окон	0,25

Тепловыделения Q, Вт, поступающие в цех от печей, работающих на твердом, жидком и газообразном топливе, определяют по формуле

$$Q = 0{,}278 \cdot q^{р}_{н} \cdot B \cdot \alpha \cdot n, \quad (4.5)$$

а от электрических печей и ванн – по формуле

$$Q = 1000\, N \cdot \alpha \cdot n, \quad (4.6)$$

где $q^{р}_{н}$ – низшая рабочая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг;
B – расход топлива, кг/ч;
α – коэффициент, показывающий, какая доля затраченного тепла выделилась в цех; ориентировочные значения α могут быть приняты по табл. 4.17;
n – коэффициент одновременности работы печей;
N – установочная мощность электрических печей и ванн, кВт.

Таблица 4.17

Значения коэффициента α

Печи и ванны	α
Печи:	
– камерные с подом:	
подвижным	0,45
неподвижным	0,50
– методические	0,50
– щелевые и шахтные	0,40
– электрические	0,70
Электрованны	0,30

Если над оборудованием имеются вытяжные зонты, то тепловыделения в цех учитывают в размере 30%, подсчитанных по формулам (4.5) и (4.6).

В результате работы паровых молотов выделяется количество тепла Q, Вт, определяемое по формуле

$$Q = 0{,}278\, G_{п}\, (i_1 - i_2), \quad (4.7)$$

где $G_{п}$ – масса пара, расходуемого молотами (табл. 4.18), кг/ч;
i_1 и i_2 – энтальпия пара поступающего в молоты и отработавшего, кДж/кг.

Таблица 4.18

Масса пара, расходуемого молотами, $G_{п}$

Масса падающих частей, т	$G_{п}$, кг/ч, при молотах		
	штамповочных		свободной ковки
	для работы	для обдува	
0,5	680	14	600
1	970	14	920
2	1400	8	1320
3	1700	8	1600
4	2000	8	1850
5	2250	5	2100
10	2300	5	–

Тепловыделения кузнечных горнов, снабженных дымоотводящими зонтами, Q, Вт, определяют по формуле

$$Q = 0{,}278 \cdot q^{р}_{н} \cdot B\, \varphi, \quad (4.8)$$

где B – расход топлива, кг/ч;
$q^{р}_{н}$ – низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг;
φ – коэффициент, учитывающий количество тепла, выделяемого в цех, равный 0,2–0,3.

Тепловыделения от источников искусственного освещения Q, кВт, определяют по формуле

$$Q = 1000\, N \cdot \eta, \quad (4.9)$$

где N – расходуемая мощность светильников, Вт;
η – коэффициент перехода электрической энергии в тепловую (в среднем $\eta = 0{,}95$).

В производственных помещениях расход электроэнергии на освещение сравнительно небольшой, поэтому выделение тепла от источников искусственного освещения не учитывают.

Влаговыделения. Выделение влаги людьми в помещениях зависит от выполняемой ими работы, а также от метеорологических условий в помещении.

Количество влаги $M_{вл}$, г/ч, выделяемой людьми, определяют по формуле

$$M_{вл} = n\, g, \quad (4.10)$$

где n – число людей;
g – количество влаги, г/ч, выделяемой одним человеком, зависящее от характера выполняемой им работы (см. табл. 4.13).

Большое количество влаги может выделиться в отдельных производственных помещениях от оборудования (кожевенная и пищевая промышленности, бани, прачечные).

Количество влаги, кг/ч, испаряющейся с открытой поверхности воды при обычном барометрическом давлении, можно определить по формуле

$$M_{вл} = (a + 0{,}131\, V)\, (p^{н}_{п} - p_{п})\, S, \quad (4.11)$$

где a – фактор гравитационной подвижности окружающего воздуха, зависящий от его температуры:

температура воздуха, °С	≤ 30	40	50	60	70	80	90
a	0,16	0,206	0,243	0,272	0,303	0,348	0,383

Справочник по гидравлике

V – скорость движения воздуха над зеркалом испарения, м/с;
$p^{н}_{п}$ – давление насыщенного водяного пара при температуре поверхности воды, кПа;
$p_{п}$ – давление водяного пара, содержащегося в воздухе помещения, кПа;
S – площадь зеркала испарения, м^2.

При определении количества влаги, испаряющейся со смоченных поверхностей ограждений, фактор a принимают равным 0,23.

В механических цехах при охлаждении резцов металлорежущих станков с помощью эмульсии количество влаги $M_{вл}$, кг/ч, испаряющейся в помещении, определяют по формуле

$$M_{вл} = 0{,}15\, N_{уст}, \qquad (4.12)$$

где $N_{уст}$ – установочная мощность оборудования, кВт.

Расход воздуха на ассимиляцию вредных выделений зависит от интенсивности их поступления, объема воздуха в помещении и времени работы системы вентиляции. При продолжительном установившемся режиме работы системы общеобменной вентиляции требуемый расход подаваемого в помещение воздуха определяется из выражения:

$$Q = \frac{M_{в}}{y_{доп} - y_0}, \qquad (4.13)$$

где $M_{в}$ – масса вредных веществ, выделяемая в помещении в единицу времени [кг/час];
$y_{доп}$ и y_0 – соответственно допустимая концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны и концентрация рассматриваемого вредного вещества в приточном воздухе [кг/м^3].

Если время использования помещения непродолжительно и объем его относительно велик, для определения расхода воздуха пользуются приближенной формулой

$$Q = \frac{M_{в}}{y_{доп} - y_0} - \frac{W}{\tau}\frac{y_{доп} - y_1}{y_{доп} - y_0}, \qquad (4.14)$$

где y_1 – концентрация вредного вещества в начальный момент времени в какой-либо точке помещения [кг/м^3];
W – объем помещения [м^3];
τ – время работы [час].

В случае одновременного выделения теплоты и влаги в помещении, избыточная теплота, удаляемая системой общеобменной вентиляции, существует в виде явной и скрытой теплоты, сумма которых (полная теплота) характеризуется энтальпией i. Подаваемый в помещение воздух одновременно ассимилирует избыточную теплоту и водяной пар, причем одна и та же порция воздуха поглощает одновременно как явную теплоту за счет разности температур, так и скрытую теплоту, уносимую вместе с водяным паром.

Массовый расход воздуха для организации воздухообмена M [кг/час] при одновременном поступлении в воздух помещения скрытой и явной теплоты определится из выражения:

$$M = \frac{q_{\Sigma}}{i_{в} - i_{пр}} - \frac{\rho W}{\tau}\frac{i_{в} - i_1}{i_{в} - i_{пр}}, \qquad (4.15)$$

где q_{Σ} – полная избыточная теплота, кДж/час;
$i_{в}$ – нормируемая энтальпия воздуха в помещении, кДж/кг;
$i_{пр}$ – энтальпия воздуха, поступающего в помещение, кДж/кг;
i_1 – энтальпия воздуха в помещении в начале работы вентиляции, кДж/кг;
ρ – плотность воздуха в помещении при средней температуре в нем, кг/м^3.

Если в помещении выделяется только явная теплота $q_{я}$, то потребный массовый расход воздуха определится из выражения

$$M = \frac{q_{я}}{c_{в}(t_{в} - t_{пр})} - \frac{\rho W}{\tau}\frac{(t_{в} - t_1)}{(t_{в} - t_{пр})}, \qquad (4.16)$$

где $c_{в}$ – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К);
$t_{в}$ – нормируемая температура воздуха в помещении, К;
$t_{пр}$ – температура приточного воздуха, К;
t_1 – начальная температура воздуха в помещении, К.

Если продолжительность непрерывной работы вентиляции весьма велика ($\tau \to \infty$), то массовый расход воздуха в системе вентиляции при выделении явной и скрытой теплоты определится из более простого выражения:

$$M = \frac{q_{\Sigma}}{i_{в} - i_{пр}}. \qquad (4.17)$$

При выделении только явной теплоты

$$M = \frac{q_{я}}{c_{в}(t_{в} - t_{пр})}. \qquad (4.18)$$

Решение задачи определения количества вентиляционного воздуха для удаления выделяющихся в помещении тепло- и влагоизбытков производится с использованием i–d – диаграммы тепловлажностного состояния воздуха (см. п. 1.1.6).

Более подробно методика расчета воздухообмена изложена в [5, 25, 33, 45].

4.2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Газодинамический расчет движения воздуха по магистралям при малых перепадах давления в целом аналогичен расчету гидравлических систем, но вместе с тем имеет ряд отличий, которые обусловлены особенностями конструкции вентиляционных систем.

4.2.1. Особенности расчета параметров движения газа в воздуховодах

В соответствии с ГОСТ 22270–76 **воздуховодом** (нем. Luftleitung, англ. Air duct) называется замкнутый по периметру канал, предназначенный для перемещения воздуха или смеси воздуха с примесями под действием разности давлений на концах канала.

Так как давление, действующее в воздуховодах систем вентиляции, незначительное, воздух, перемещаемый по воздуховодам, рассматривается как несжимаемая жидкость.

При движении воздуха в воздуховодах избыточное давление, создаваемое при естественном или механическом способе побуждения, расходуется так же, как и при движении жидкости, на трение воздуха о поверхности стенок воздуховода и на преодоление местных сопротивлений.

Расчет **потерь давления на преодоление сопротивления трения** (потерь по длине) при движении воздуха в прямом горизонтальном воздуховоде постоянного сечения производится по формуле Вейсбаха:

Справочник по гидравлике

$$\Delta p_l = C_f \frac{\Pi l}{S} \frac{\rho V^2}{2}, \text{ Па}, \qquad (4.19)$$

где S – площадь поперечного сечения воздуховода, м^2;
П – периметр сечения воздуховода, м;
C_f – коэффициент сопротивления трения;
ρ – плотность воздуха, кг/м^3;
V – средняя скорость воздушного потока, м/с;
l – длина воздуховода, м.

Воздуховоды состоят из прямых участков и фасонных частей целевого назначения; в сечении они могут быть круглыми, прямоугольными и овальными. Их стоимость может достигать 50–70% от стоимости всей системы вентиляции.

Воздуховоды могут выполняться из **металлических** и **неметаллических** материалов. Где это возможно, следует применять воздуховоды неметаллические.

Для воздуховодов унифицированных размеров, набираемых из унифицированных деталей, выпускаются фланцы, бандажи, воздухораспределители, дефлекторы (рис. 4.1).

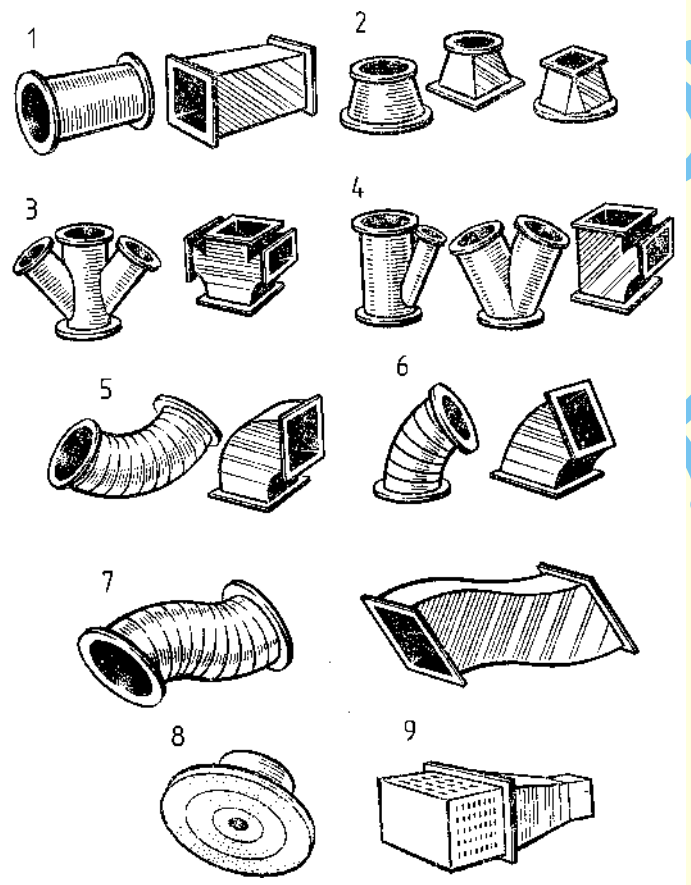


Рис. 4.1. Элементы воздуховодов:
1 – прямые участки; *2* – переходы; *3* – крестовины; *4* – тройники; *5* – отводы; *6* – полуотводы; *7* – утки; *8* – воздухораспределитель потолочный; *9* – воздухораспределитель пристенный

По способу герметизации **металлические** воздуховоды подразделяются на фланцевые и сварные; по конструкции – на прямошовные, спирально-замковые, спирально-сварные. Спиральные воздуховоды отличают от прямошовных большая жесткость, однако на их изготовление расходуется больше металла.

Неметаллические воздуховоды изготавливают из синтетических материалов (стеклоткань, винипласт), а также из строительных материалов (бетон, железобетон, керамзитобетон, шлакоалебастр, шлакогипс).

Наиболее распространены воздуховоды с прямоугольным или круглым поперечным сечением. Прямоугольные воздуховоды удобны по своим габаритам, круглые же более выгодны из-за меньших потерь давления и затрат материалов. Воздуховоды аспирационных установок во избежание отложения механических примесей в углах и засорения применяют только круглого поперечного сечения.

Для воздуховодов круглого сечения $\frac{\Pi}{S} = \frac{4}{d}$,

и формула (4.19) принимает вид:

$$\Delta p_l = C_f \frac{4l}{d} \frac{\rho V^2}{2} = \lambda_{тр} \frac{l}{d} \frac{\rho V^2}{2}, \qquad (4.20)$$

где $\lambda_{тр} = 4C_f$ – коэффициент трения для круглых воздуховодов, который зависит от режима движения воздуха в воздуховоде и степени шероховатости стенок воздуховода. Коэффициент трения рассчитывается в соответствии с рекомендациями, представленными в разделе 1, или по формулам, аналогичным расчету движения жидкости:

для ламинарного режима движения (Re < 2300) $\lambda_{тр} = \frac{64}{\text{Re}}$;

для турбулентного режима движения (Re > 2300) по формуле А. Д. Альтшуля $\lambda_{тр} = 0{,}11\left(\frac{k}{d} + \frac{68}{\text{Re}}\right)^{0{,}25}$,

где Re – число Рейнольдса, рассчитанное по диаметру воздуховода;
k – высота выступов шероховатости на стенках воздуховода, м (см. п. 1.35).

Потери давления на трение в воздуховодах прямоугольного сечения можно определить по формуле (4.19) или по таблицам и номограммам, составленным для круглых воздуховодов (приложение 4.7). Для этого прямоугольное сечение воздуховода заменяют эквивалентным круглым сечением**. Эквивалентным диаметром** воздуховода прямоугольного сечения является такой диаметр круглого воздуховода, при котором удельные потери давления на трение (на единицу длины воздуховода) в круглом и прямоугольном воздуховодах одинаковы при равенстве скоростей или расходов воздуха.

Эквивалентный по скорости диаметр $d_э$ можно определить по формуле

$$d_э = \frac{4S}{\Pi}, \qquad (4.21)$$

где S – площадь сечения воздуховода, м^2;
П – периметр сечения воздуховода, м.

Для воздуховода прямоугольного сечения эта формула приобретает вид:

$$d_э = \frac{2ab}{a+b}, \qquad (4.22)$$

где a и b – размеры сторон сечения воздуховода, м.

Зачастую в газодинамических расчетах используется величина потерь давления на единицу длины воздуховода

$$R = \frac{\Delta p_l}{l}, \text{ Па/м}. \qquad (4.23)$$

Дровлике по

Местные сопротивления возникают в местах поворотов воздуховода, при делении и слиянии потоков, при изменении размеров поперечного сечения воздуховода, при входе в воздуховод и выходе из него, в местах установки регулирующих устройств, т. е. в таких местах воздуховода, где происходят изменения скорости воздушного потока по величине или по направлению. В указанных местах происходит перестройка полей скоростей воздуха в воздуховоде и образование вихревых зон у стенок, что сопровождается потерей энергии потока. Нарушение установившегося поля скоростей начинается на некотором расстоянии до местного сопротивления, а выравнивание потока происходит на некотором расстоянии после него. На всем участке возмущенного потока происходит потеря энергии на вязкое трение и увеличиваются потери на трение о стенки. Однако условно для удобства проведения аэродинамического расчета сети воздуховодов потери давления в местных сопротивлениях считают сосредоточенными.

Потери давления на преодоление местных сопротивлений определяют экспериментально. Они пропорциональны квадрату скорости воздушного потока в воздуховоде:

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho V^2}{2}, \text{ Па}, \qquad (4.24)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент ζ определяет потери давления в местном сопротивлении в долях скоростного напора потока

$$q = \frac{\rho V^2}{2}. \qquad (4.25)$$

При турбулентном режиме движения воздуха и $\mathrm{Re} > 10^6$ (режим автомодельности по числу Рейнольдса) этот коэффициент зависит от геометрической формы местного сопротивления и не зависит от числа Рейнольдса (см. раздел 1). Подробные сведения о местных сопротивлениях различных устройств и гидропневмоагрегатов приводятся в п. 1.8.

4.2.2. Аэродинамическая характеристика воздуховода

Обычно сеть воздуховодов условно делят на ряд участков **простых воздуховодов**, не имеющих ответвлений и характеризуемых постоянством поперечного сечения, а следовательно, расхода и скорости. Калориферы, фильтры и другие устройства, присоединенные к простому воздуховоду, являются местными сопротивлениями.

Общие потери давления на горизонтальном участке простого воздуховода неизменного сечения длиной l, при наличии местных сопротивлений определяются из выражения:

$$\Delta p_w = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i\right) \frac{\rho V^2}{2}, \text{ Па}, \qquad (4.26)$$

где $\sum_{i=1}^{n} \zeta_i$ – сумма коэффициентов местных потерь на всех местных сопротивлениях воздуховода.

При температуре транспортируемого воздуха, не равной 20 °С, на потери давления, посчитанные по формулам 4.19–4.24, следует вводить поправочные коэффициенты K_1 и K_2 – соответственно на трение и местные потери давления. Эти поправки вводятся для учета изменения вязкости воздуха. Значения поправочных коэффициентов приведены в таблице 4.19.

Таблица 4.19 [6]

Поправочные коэффициенты K_1 и K_2 на потери давления, учитывающие температуру перемещаемого воздуха

Температура воздуха, °С	Поправочный коэффициент на потери давления		Температура воздуха, °С	Поправочный коэффициент на потери давления	
	K_1 на трение	K_2 на местные сопротивления		K_1 на трение	K_2 на местные сопротивления
–30	1,15	1,2	60	0,91	0,88
–20	1,12	1,16	70	0,89	0,86
–10	1,09	1,10	80	0,87	0,83
0	1,05	1,07	90	0,85	0,81
10	1,02	1,03	100	0,83	0,79
20	1	1	125	0,80	0,74
30	0,98	0,97	150	0,77	0,70
40	0,95	0,94	175	0,74	0,66
50	0,98	0,91	200	0,70	0,62

В практике газодинамических расчетов вентиляционных сетей аналогично расчету трубопроводов для перекачки жидкости используют понятие **аэродинамической характеристики простого воздуховода**, которая представляет собой зависимость полных потерь давления в воздуховоде от расхода воздуха. Так как практически всегда в системах вентиляции имеет место турбулентный режим движения воздуха, величина полных потерь давления пропорциональна расходу воздуха во второй степени, аэродинамическая характеристика воздуховода имеет вид:

$$\Delta p_w = M_a Q^2, \qquad (4.27)$$

где M_a – коэффициент аэродинамической характеристики воздуховода:

$$M_a = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i\right) \frac{\rho}{2S^2}, \ [\text{кг} \cdot \text{м}^{-7}]. \qquad (4.28)$$

Наиболее удобным является использование аэродинамической характеристики воздуховода в виде графика, представленного на рис. 4.2.

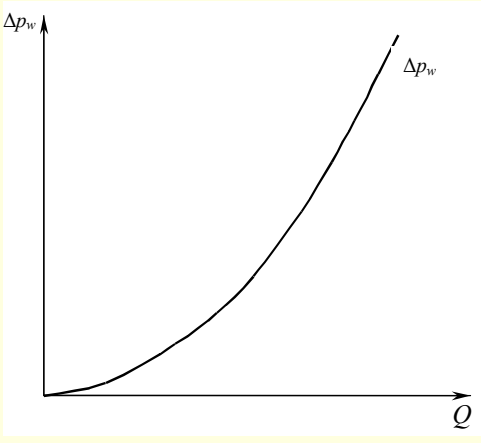


Рис. 4.2. Аэродинамическая характеристика простого воздуховода

Справочник по гидравлике

4.2.3. Аэродинамическая характеристика сети воздуховодов

В зависимости от способа соединения в сети участков простых воздуховодов между собой образуются последовательно соединенные, параллельно соединенные или разветвленные сложные воздуховоды.

Общую потерю давления в сложном воздуховоде **при последовательном соединении** простых определяют путем суммирования потерь давления во всех его простых участках при неизменном расходе:

$$\Delta p_w^{\text{посл}} = \sum_{j=1}^{x}\left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^{n}\zeta_i\right)\frac{\rho V_j^2}{2} =$$

$$= \sum_{j=1}^{x}\left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^{n}\zeta_i\right)\frac{\rho}{2S_j^2}Q^2, \qquad (4.29)$$

где x – число участков простых воздуховодов;
l_j – длина j-го простого воздуховода, м;
λ_j – коэффициент трения для j-го простого воздуховода;
d_j – диаметр j-го простого воздуховода (для прямоугольного воздуховода – эквивалентный диаметр), м;
$\sum_{i=1}^{n}\zeta_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений каждого из простых воздуховодов;
n – количество местных сопротивлений на j-м воздуховоде;
$\frac{\rho V_j^2}{2}$ – динамическое давление (скоростной напор) в j-м простом воздуховоде, Па.

Используя понятие аэродинамической характеристики воздуховода, это выражение можно упростить:

$$\Delta p_w^{\text{посл}} = \left(\sum_{j=1}^{x} M_{aj}\right)Q^2. \qquad (4.30)$$

Графически аэродинамическую характеристику сложного воздуховода при последовательном соединении простых можно получить путем суммирования ординат графиков аэродинамических характеристик простых воздуховодов, то есть при неизменных расходах (рис. 4.3).

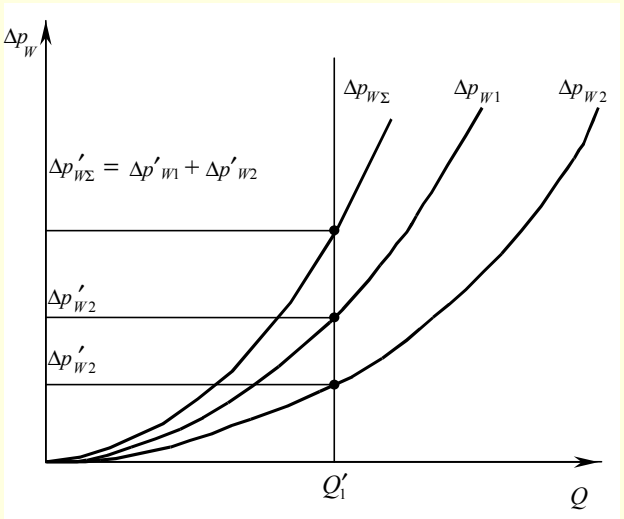


Рис. 4.3. Аэродинамическая характеристика сложного воздуховода при последовательном соединении простых

В системах вентиляции иногда используется и **параллельное соединение** воздуховодов, в частности при параллельном соединении двух или нескольких вентиляторов. Для параллельного соединения характерно равенство соответствующих давлений на входе во все воздуховоды (в месте их разветвления), а также соответствующих давлений на выходе из них (в месте слияния). Суммарные потери давления в системе воздуховодов при параллельном соединении определяются из выражения:

$$\Delta p_w^{\text{пар}} = \frac{1}{\left(\sum_{j=1}^{x}\frac{1}{\sqrt{M_{aj}}}\right)^2}Q^2, \qquad (4.31)$$

где j – число ветвей параллельных воздуховодов;
$Q = \sum_{j=1}^{x} Q_j$ – суммарный расход воздуха во всех параллельных ветвях, м^3/с.

Графически аэродинамическую характеристику сложного воздуховода при параллельном соединении простых можно получить путем суммирования абсцисс графиков аэродинамических характеристик простых воздуховодов, то есть при неизменных потерях давления (рис. 4.4).

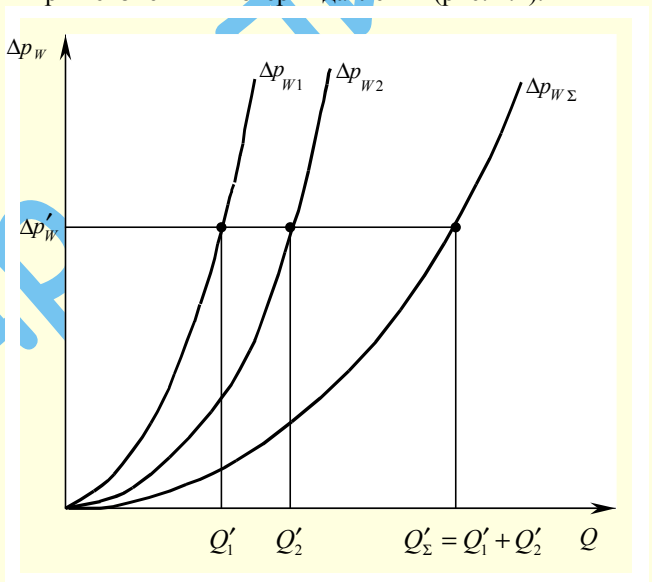


Рис. 4.4. Аэродинамическая характеристика сложного воздуховода при параллельном соединении простых

Наибольшее распространение в системах вентиляции находят **разветвленные системы** воздуховодов (рис. 4.10–4.12). При расчетах таких систем вводится понятие **магистрали,** за которую принимают наиболее протяженную и нагруженную цепочку последовательно расположенных участков простых воздуховодов. К участкам простых воздуховодов относят и примыкающие к ним фасонные части (местные сопротивления), которые могут и не иметь указанных выше отличий, характерных для простого воздуховода (например, в тройниках изменяется расход, а в диффузорах – скорость). Местные сопротивления можно относить к предыдущему или последующему участку, но предпочтительнее – к участку с большей скоростью.

В таких сложных воздуховодах общую потерю давления определяют суммированием потерь давления только в уча-

Справочник по гидравлике

стках магистрали (без ответвлений) с учетом различных расходов воздуха на участках простых воздуховодов:

$$\Delta p_w^{\text{разв}} = \sum_{j=1}^{x}\left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^{n}\zeta_i\right)\frac{8\rho}{\pi^2 d_j^4} Q_j^2 \qquad (4.32)$$

или

$$\Delta p_w^{\text{разв}} = \sum_{j=1}^{x} M_{aj} Q_j^2 . \qquad (4.33)$$

Сопротивление ответвлений преодолевается за счет перепада давлений в помещении, к которому выведен воздуховод, и в узловой точке магистрали (в месте его присоединения к магистрали). Подбор сечения воздуховодов в ответвлениях производится так, чтобы обеспечить именно такие потери давления (см. п. 4.2.6).

4.2.4 Распределение давления воздуха в воздуховодах

Развиваемое вентилятором давление расходуется на преодоление сопротивлений, возникающих при движении воздуха в присоединенных к вентилятору воздуховодах. Давление воздуха (статическое, динамическое, полное) изменяется по длине воздуховода в зависимости от вида и величины сопротивлений, размещения местных сопротивлений. В наиболее простом случае, когда воздуховод прямой и имеет одинаковое поперечное сечение по всей длине (рис. 4.5), скорость движения воздуха, а следовательно, и величина динамического давления во всех точках всасывающей и нагнетательной линии одинаковы. Если пренебречь влиянием местных сопротивлений на входе воздуха в воздуховод и на выходе из него, то давление, создаваемое вентилятором, расходуется только на преодоление сопротивления трения.

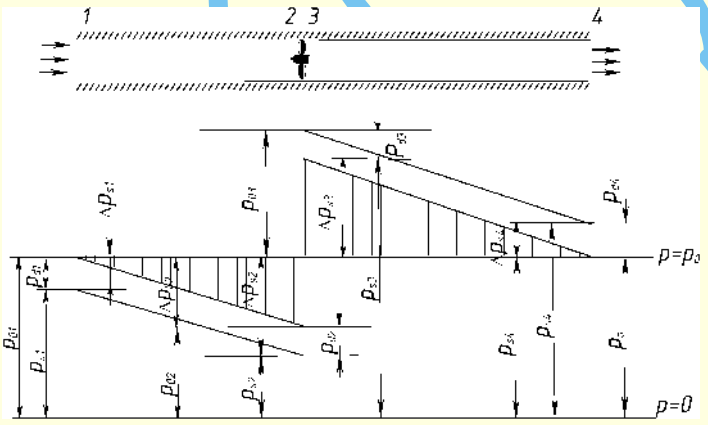


Рис. 4.5. Эпюра давлений воздуха в воздуховоде постоянного сечения

При построении эпюр абсолютное давление откладывают от линии абсолютного нуля давлений. Избыточное давление, превышающее атмосферное, откладывают вверх от линии атмосферного давления, а давление меньше атмосферного (разрежение) откладывают вниз. Отрицательными могут быть относительное полное и статическое давления во всасывающем воздуховоде. Динамическое давление всегда положительное.

При бездействии вентилятора абсолютное статическое давление p_s по всей длине воздуховода равно атмосферному давлению p_a. Величина избыточного статического давления в этом случае равна нулю ($p_s = 0$). Так как воздух в воздуховоде неподвижен и скорость его равна нулю, то и динамическое давление воздуха равно нулю.

Вентилятор при пуске его переводит воздух из состояния покоя в движение с некоторой скоростью V и создает разрежение во всасывающем воздуховоде. Вследствие этого абсолютное статическое давление во входном отверстии воздуховода (сечение 1) становится меньше атмосферного ($p_{s1} < p_a$). За счет возникшей разности давлений $p_a - p_{s1}$ воздух будет входить в воздуховод. Скорость воздуха во входном сечении воздуховода будет соответствовать разности давлений в этом сечении $p_a - p_{s1}$. Следовательно, динамическое давление во входном сечении $p_d = p_a - p_{s1}$. Абсолютное полное давление в сечении 1

$$p_{01} = p_{s1} + p_d . \qquad (4.34)$$

Полное избыточное давление в сечении 1 всасывающего воздуховода складывается из динамического давления, которое положительно и равно $\frac{\rho V^2}{2}$, и относительного статического давления (отрицательного), необходимого для преодоления входа. Для случая, изображенного на рис. 4.5, коэффициент местного сопротивления входа $\zeta = 1$, относительное статическое давление численно равно динамическому, поэтому полное избыточное давление в сечении 1 оказывается равным нулю.

Так как скорость движения воздуха по всей длине рассматриваемого воздуховода постоянная, то в любом сечении воздуховода динамическое давление $p_d = \text{const}$. Поэтому сопротивление трения можно преодолеть только за счет изменения статического давления, $p_{s2} < p_{s1}$. Величина потерь давления на преодоление сопротивления трения является линейной функцией длины воздуховода, поэтому изменение статического давления по длине воздуховода постоянного поперечного сечения также линейное.

Очевидно, что у всасывающего отверстия вентилятора (сечение 2) избыточное статическое давление

$$\Delta p_s = -(p_d + \Delta p_{l\,\text{вс}}), \qquad (4.35)$$

где $\Delta p_{l\,\text{вс}}$ – потери давления на преодоление сопротивления трения во всасывающем воздуховоде.

Выход воздуха из воздуховода (сечение 4) обеспечивается за счет запаса кинетической энергии (динамического давления). Поэтому в воздуховоде у кромки отверстия (сечение 4) $p_{s4} = p_a$, а относительное статическое давление $\Delta p_{s4} = 0$. Относительное статическое давление в сечении 3 (у нагнетательного отверстия вентилятора) больше давления в сечении 4 на величину потерь давления на преодоление сопротивления трения в нагнетательном воздуховоде $\Delta p_{l\text{н}}$. Принимая во внимание все изложенное, строят эпюру давлений в воздуховоде (рис. 4.5).

Полное давление, создаваемое вентилятором,

$$p_v = p_{03} - p_{02} = \Delta p_{l\,\text{вс}} + \Delta p_{l\,\text{н}} + p_d . \qquad (4.36)$$

Если обозначить $\Delta p_l = \Delta p_{l\,\text{вс}} + \Delta p_{l\,\text{н}}$, то

$$p_v = \Delta p_l + p_d . \qquad (4.37)$$

Следовательно, давление, создаваемое вентилятором, определяется суммарным сопротивлением всей сети воздуховодов.

Студворник по Дроздике

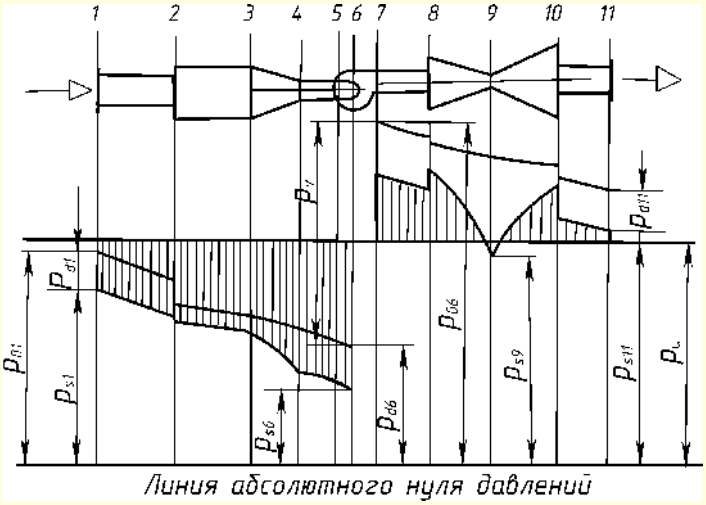


Рис. 4.6. Эпюра давлений в воздуховоде переменного сечения

Распределение давлений в общем случае, когда в воздуховодах имеются местные сопротивления, показано на рис. 4.6.

Если общее сопротивление сети воздуховодов представить выражением (4.29), то давление, создаваемое вентилятором, должно быть равно

$$p_v = \sum_{j=1}^{x}\left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \sum_{i=1}^{n}\zeta_i\right)\frac{8\rho}{\pi^2 d_j^4}Q^2 \pm \Delta p + p_{d\text{вых}}, \quad (4.38)$$

где $p_{d\text{вых}}$ – динамическое давление на выходе из воздуховода наиболее удаленного участка магистрали, Па;

Δp – перепад статического давления внутри и снаружи помещения, Па.

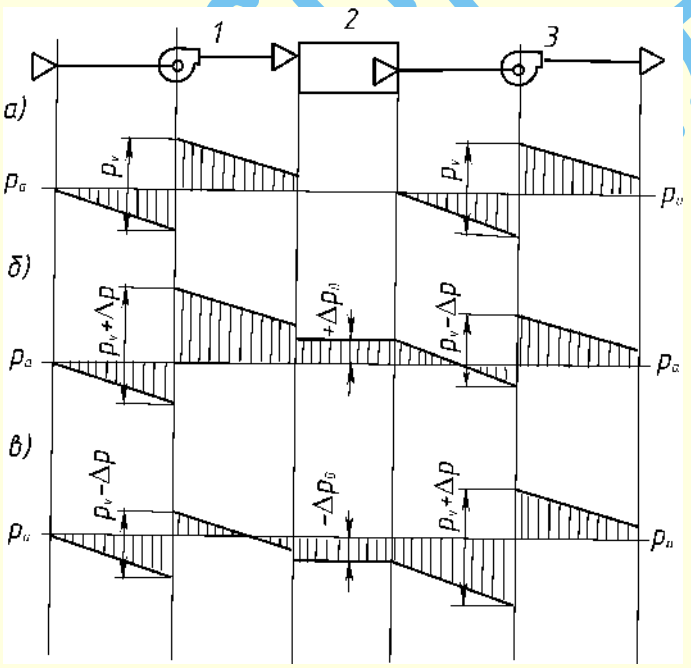


Рис. 4.7. Влияние давления воздуха в помещении на характеристики вентиляторов:
а – в помещении поддерживается давление, равное атмосферному p_a; *б* – в помещении избыточное давление $p_a + \Delta p$; *в* – в помещении разрежение $p_a - \Delta p$;
1 – вентилятор приточной системы; *2* – помещение; *3* – вентилятор вытяжной системы

В некоторых случаях возникает необходимость поддерживать в помещениях избыточное давление (подпор) по отношению к атмосферному давлению. На рис. 4.7 показана принципиальная схема приточной и вытяжной систем вентиляции и эпюры давлений, соответствующие трем случаям ее работы при постоянных потерях давления в сети воздуховодов и различных давлениях в помещении. Из этого рисунка видно, что при избыточном давлении в помещении Δp давление, создаваемое вентилятором приточной системы, возрастает на величину Δp, а давление, создаваемое вентилятором вытяжной системы, уменьшается. При разрежении в помещении имеет место обратное положение.

Пример 4.1 [25]

Построить эпюры полных, динамических и статических давлений для простого всасывающе-нагнетательного воздуховода (рис. 4.8) по следующим данным: Q = 720 м^3/ч = = 0,2 м^3/с; ρ = 1,2 кг/м^3; $S_1 = S_2 = S_3$ = 0,02 м^2; S_4 = 0,04 м^2.

Решение.

Суммарные потери давления в воздуховоде принимаем на всасывающей линии $\Delta p_{w\text{вс}}$ = 100 Па и на нагнетательной $\Delta p_{w\text{нагн}}$ = 150 Па, а из них после сечения *3* $\Delta p_{w3\text{–}4}$ = 50 Па.

Результаты подсчета давлений в сечениях, проведенного по формулам

$$p_s = p_0 \pm p_d, \quad p_d = \frac{\rho V^2}{2} \quad \text{и} \quad V = \frac{Q}{S},$$

сводим в табл. 4.20.

Соответствующие эпюры давлений, построенные в масштабе, показаны на рисунке 4.8. Интересно отметить, что перед диффузором в нагнетательном воздуховоде (сечение 3) статическое давление получилось отрицательным (меньше атмосферного). Это означает, что через отверстие, проделанное в этом месте нагнетательного воздуховода, воздух будет подсасываться, а не выходить из него. Этим обстоятельством пользуются при конструировании загрузочных воронок нагнетательного пневмотранспорта, создавая здесь в воздуховоде статическое разрежение, чтобы предотвратить выбивание материала.

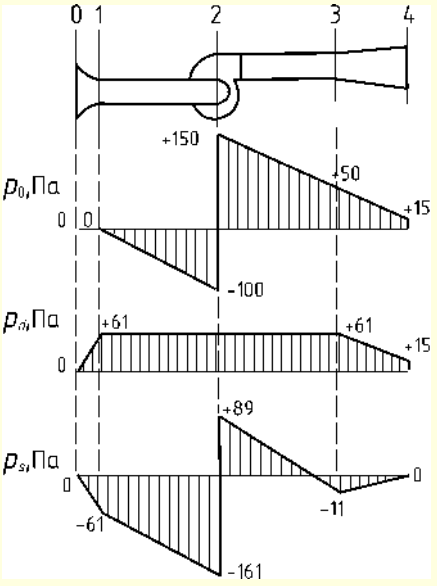


Рис. 4.8. Эпюры давлений в воздуховоде

Справочник по Дарвлике

Таблица 4.20

Расчетные данные к примеру 4.1

Сечения	0	1	2 всас.	2 нагн.	3	4
p_0, Па	0	0	– 100	+ 150	+ 50	+ 15
V, м/с	0	10	10	10	10	5
p_d, Па	0	+ 61	+ 61	+ 61	+ 61	+ 15
p_s, Па	0	– 61	– 161	+ 89	–11	0

4.2.5. Расчет потребного давления для подачи воздуха в сети

Аэродинамический расчет воздуховодов обычно сводится к определению потребного давления для преодоления потерь и давлений на входе и выходе воздуховода. Эти потери можно весьма просто определить по аэродинамической характеристике сети воздуховодов. Одной из задач аэродинамического расчета является выбор размеров поперечных сечений всех участков сети, обеспечивающих перемещение необходимого количества воздуха.

На практике чаще всего встречаются следующие расчетные случаи:

1) располагаемое давление задано, требуется определить размеры поперечных сечений воздуховодов для перемещения по ним заданного количества воздуха;

2) известны поперечные сечения воздуховодов, требуется определить необходимое давление для перемещения по этим воздуховодам заданного количества воздуха;

3) задан потребный расход воздуха в сети воздуховодов, требуется определить необходимое давление и размеры поперечных сечений воздуховодов.

Первый случай характерен для систем естественной вентиляции, когда располагаемое давление изменить нельзя. Второй случай имеет место, когда размеры сечений воздуховодов заданы по конструктивным или архитектурным соображениям. Третий случай – наиболее общий в практике проектирования систем вентиляции.

Рассмотрим методику аэродинамического расчета воздуховодов применительно к наиболее общему случаю, когда требуется определить размеры поперечных сечений воздуховодов и потребное давление для перемещения расчетного количества воздуха.

Аэродинамический расчет воздуховодов выполняют после определения потребного воздухообмена и принятия решения о трассировке воздуховодов. Для проведения аэродинамического расчета вычерчивают аксонометрическую схему системы вентиляции, на которой указываются фасонные части и их конструкции, воздухораспределительные, запорно-регулирующие и другие устройства, входящие в состав системы.

По планам и разрезам строительной части проекта сооружения определяют протяженность сети воздуховодов. Сеть воздуховодов разбивают на отдельные участки простых воздуховодов и определяют расход воздуха на каждом из них. Значение расхода и длины каждого участка наносят на аксонометрическую схему (рис. 4.10, 4.11).

После этого производят выбор магистрали. Участки магистрали нумеруют, начиная с наиболее удаленного. Номер, расход воздуха и длину каждого участка магистрали заносят в таблицу аэродинамического расчета.

Далее выбирают форму поперечного сечения воздуховода и определяют размеры сечений расчетных участков магистрали. Площадь поперечного сечения воздуховода расчетного участка определяют в квадратных метрах по формуле

$$S_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{р}}}{V}, \qquad (4.39)$$

где $Q_{\text{р}}$ – расчетный расход воздуха на участке, м^3/с;

V – рекомендуемая скорость движения воздуха на участке, м/с.

Рекомендуемые скорости определяются из экономических соображений с учетом акустических требований. Увеличение скорости потока позволяет уменьшить затраты на изготовление самого воздуховода за счет уменьшения площади поперечного сечения. Однако рост скорости приводит к увеличению потерь давления (пропорционально квадрату скорости), то есть к увеличению эксплуатационных расходов. Кроме того, при больших скоростях ухудшаются акустические характеристики системы. Наименьшие скорости рекомендуется принимать на участках, имеющих выход в помещения. Один из путей решения этой задачи основывается на использовании рекомендуемых скоростей воздуха на начальных и конечных участках магистрали. Так, скорость впуска воздуха в помещения жилых домов, административных зданий следует принимать не более 3 м/с. На участках около вентилятора $V = 8 \div 12$ м/с, на начальных участках $V = 2 \div 4$ м/с. При этом необходимо учитывать требования ГОСТ 12.1.036–81 по условиям аэродинамического шума. В административных зданиях ориентируются на нижние пределы скоростей, а в производственных помещениях – на верхние.

Более подробную информацию о способах экономического расчета скорости в воздуховодах смотрите в [25].

По величине $S_{\text{р}}$ подбирают по таблицам 4.21–4.22 стандартные размеры воздуховодов ($a \times b$ или d) так, чтобы фактическая площадь поперечного сечения участка S была близкой к $S_{\text{р}}$. Для прямоугольного воздуховода определяют эквивалентный диаметр. По фактической площади поперечного сечения определяют фактическую скорость воздуха на участке воздуховодов:

$$V = \frac{Q_{\text{р}}}{S}. \qquad (4.40)$$

По таблицам или номограммам (приложение 4.7) определяют потери давления на трение на расчетном участке.

Для каждого вида местного сопротивления на участке определяют по таблицам (п. 1.8) коэффициент местного сопротивления ζ. По сумме ζ и динамическому давлению по формулам (4.19–4.33) определяют потери давления в местных сопротивлениях простых воздуховодов, общие потери давления в магистрали и, следовательно, во всей сети воздуховодов.

Справочник по гидравлике

Таблица 4.21 [6]

Нормируемые размеры круглых воздуховодов из листовой стали

Внутренний диаметр, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 пог. м, м^2	Внутренний диаметр, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 пог. м, м^2
100	0,0079	311	0,314	500	0,196	1570	1,57
125	0,0123	392	0,392	560	0,246	1760	1,76
140	0,0154	440	0,440	630	0,312	1978	1,98
160	0,02	502	0,502	710	0,396	2230	2,23
180	0,0255	566	0,566	800	0,501	2512	2,51
200	0,0314	623	0,628	900	0,635	2830	2,83
225	0,04	706	0,706	1000	0,785	3140	3,14
250	0,0049	785	0,785	1120	0,985	3520	3,52
280	0,0615	879	0,879	1250	1,23	3930	3,93
325	0,083	1021	1,021	1400	1,54	4400	4,40
355	0,099	1115	1,115	1600	2,01	5030	5,03
400	0,126	1256	1,26	1800	2,54	5652	5,65
450	0,159	1413	1,41	2000	3,14	6280	6,28

Примечания:

1. За нормируемые размеры допускается принимать наружные размеры поперечного сечения воздуховода, указанные в таблице.
2. Толщину листовой стали для воздуховодов (по которым перемещается воздух с температурой не более 80 °С) диаметром до 200; 225–450; 500–800; 900–1600; 1800–2000 мм, принимать соответственно: 0,5; 0,6; 0,7; 1; 1,4 мм.
3. При перемещении воздуха с температурой более 80 °С, а также воздуха с механическими примесями следует применять листовую сталь толщиной 1,4 мм; при содержании в воздухе абразивной пыли необходимо пользоваться рекомендациями специальных пособий по проектированию.

Таблица 4.22 [25]

Нормируемые размеры прямоугольных воздуховодов из листовой стали

Внутренний размер, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 пог. м, м^2	Внутренний размер, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 пог. м, м^2
1	2	3	4	5	6	7	8
100 × 150	0,015	500	0,5	300 × 800*	0,24	2200	2,2
100 × 200	0,02	600	0,6	300 × 1000*	0,3	2600	2,6
100 × 250*	0,025	700	0,7	400 × 400	0,16	1600	1,6
150 × 150	0,0225	600	0,6	400 × 600	0,2	1800	1,8
150 × 200	0,03	700	0,7	400 × 600	0,24	2000	2,0
150 × 250	0,0375	800	0,8	400 × 800	0,32	2400	2,4
200 × 200	0,04	800	0,8	400 × 1000*	0,4	2800	2,8
200 × 250	0,05	900	0,9	400 × 1200*	0,48	3200	3,2
200 × 300	0,06	1000	1,0	500 × 500	0,25	2000	2,0
200 × 400	0,08	1200	1,2	500 × 600	0,3	2200	2,2
200 × 500*	0,1	1400	1,4	500 × 800	0,4	2600	2,6
250 × 250	0,0625	1000	1,0	500 × 1000	0,5	3000	3,0
250 × 300	0,075	1100	1,1	500 × 1200*	0,6	3400	3,4
250 × 400	0,1	1300	1,3	500 × 1600*	0,8	4200	4,2

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.22

1	2	3	4	5	6	7	8
250 × 500	0,125	1500	1,5	500 × 2000*	1,0	5000	5,0
250 × 600*	0,15	1700	1,7	600 × 600	0,36	2400	2,4
250 × 800*	0,20	2100	2,1	600 × 800	0,48	2800	2,8
300 × 300	0,09	1200	1,2	600 × 1000	0,6	3200	3,2
300 × 400	0,12	1400	1,4	600 × 1200	0,72	3600	3,6
300 × 500	0,15	1600	1,6	600 × 1600*	0,96	4400	4,4
300 × 600	0,18	1800	1,8	600 × 2000*	1,2	5200	5,2
800 × 800	0,64	3200	3,2	1000 × 1600	1,6	5200	5,2
800 × 1000	0,8	3600	3,6	1000 × 2000	2,0	6000	6,0
800 × 1200	0,96	4000	4,0	1200 × 1200	1,44	4800	4,8
800 × 1600	1,28	4800	4,8	1200 × 1600	1,92	5600	5,6
800 × 2000*	1,6	5600	5,6	1200 × 2000	2,4	6400	6,4
1000 × 1000	1,0	4000	4,0	1600 × 1600	2,56	6400	6,4
1000 × 1200	1,2	4400	4,4	1600 × 2000	3,2	7200	7,2

Примечания:

1. См. примечания 1 и 3 к предыдущей таблице.
2. Размеры, отмеченные звездочкой, следует применять только при соответствующем обосновании.
3. Толщину стали для воздуховодов прямоугольного сечения размером от 100 × 150 до 200 × 250; от 200 × 300 до 1000 × 1000 от 1000 × 1200 до 1600 × 2000 мм надлежит принимать равной соответственно 0,5; 0,7; 0,9 мм.

Расчет всех ответвлений заключается в таком подборе сечений участков, составляющих ответвления, при котором потери давления на преодоление сопротивлений были бы равны соответствующим узловым давлениям, т. е. давлениям в магистрали в местах ответвлений. Неувязка не должна превышать 10% от соответствующего узлового давления. Если с помощью нормализованных размеров сечений воздуховодов этого добиться нельзя, необходимо установить дроссельную диафрагму для погашения избыточного давления. Порядок увязки давлений в ответвлениях и расчета диафрагм изложен в п. 4.2.6.

При аэродинамическом расчете систем, обслуживающих несколько помещений, в которых поддерживаются разные давления, необходимо учитывать подпор или разрежение в обслуживаемом помещении. Значения подпора или разрежения добавляются к общим потерям давления. Если давление воздуха в месте забора его больше, чем в месте выхода, наблюдается тяга $\Delta p''$, помогающая вентилятору. Тогда потребное давление выражается формулой

$$p''_{\text{потр}} = M_a Q^2 - \Delta p''. \qquad (4.41)$$

Если давление в месте выхода из сети выше давления в месте забора воздуха, вентилятору приходится преодолевать подпор, и тогда выражение для потребного давления имеет вид:

$$p'_{\text{потр}} = M_a Q^2 + \Delta p'. \qquad (4.42)$$

Графики потребного давления при различных избыточных давлениях на входе и выходе воздуховода представлены на рис. 4.9.

Порядок расчета сети воздуховодов систем приточной и вытяжной вентиляции с механическим побуждением не отличается от порядка расчета сети воздуховодов систем вентиляции с естественным побуждением, если не считать, что в системах механической вентиляции, как правило, бóльшие протяженности сети и бóльшие скорости движения воздуха, которые создают и бóльшие потери давления.

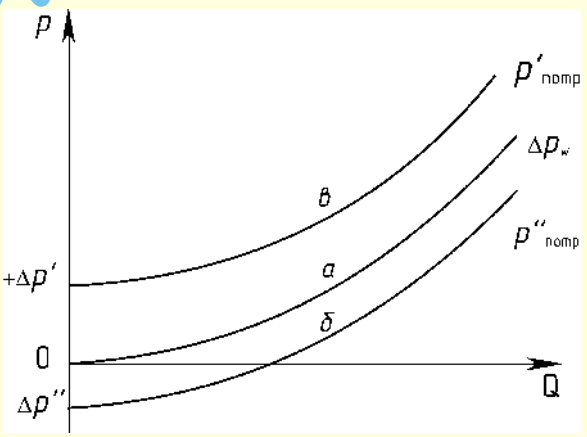


Рис. 4.9. Графики потребного давления в системе с учетом избыточного давления в помещении:
а – аэродинамическая характеристика; *б* – при повышенном давлении на входе; *в* – при пониженном давлении на входе

Пример 4.2 [22]

Требуется рассчитать сеть стальных круглых воздуховодов, представленную на рис. 4.10. Сеть работает на два помещения; воздухораспределители – типа ВДПМ. Заданием установлено: Q_2 = 6000 м^3/ч, Q_1 = 4000 м^3/ч. Q_3 = 2000 м^3/ч, соответственно l_2 = 14 м, l_1 = 6 м, l_3 = 9 м.

Справочник по гидравлике

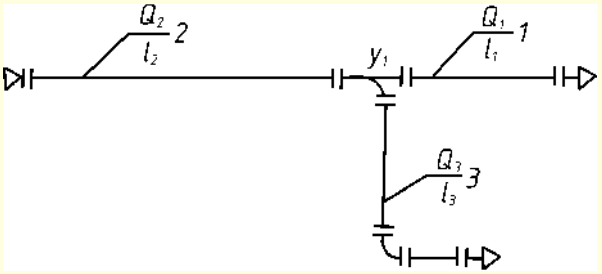


Рис. 4.10. К примеру 4.2: *1*, *2*, *3* – номера участков

Решение.

По таблицам (приложение 4.7) в соответствии с заданными значениями Q выбираем:

для участка *2*: $R_2 = \frac{\Delta p_{l_2}}{l_2} = 1{,}41$ Па/м, $d_2 = 500$ мм, $V_2 = 8{,}5$ м/с, $\frac{\rho V_2^2}{2} = 44{,}9$ Па;

для участка *1*: $R_1 = \frac{\Delta p_{l_1}}{l_1} = 1{,}12$ Па/м, $d_1 = 450$ мм, $V_1 = 7$ м/с, $\frac{\rho V_1^2}{2} = 30$ Па;

для участка *3*: $R_3 = \frac{\Delta p_{l_3}}{l_3} = 1{,}0$ Па/м, $d_3 = 355$ мм, $V_2 = 5{,}6$ м/с, $\frac{\rho V_3^2}{2} = 19{,}2$ Па.

В узловой точке y_1 устанавливаем тройник приточный прямой под углом 30° и определяем ζ_0 в ответвлении и значение $\zeta_м$ в проходе магистрали. Для выбранных значений d_1, d_2 и d_3 выбираем тройник, у которого $\zeta_м = 0{,}1$; $\zeta_0 = 1{,}4$.

На выходе из участков *1* и *3* установлены воздухораспределители с перфорированными дисками типа ВДПМ, при заданном отношении $\frac{b_0}{d_0} = 0{,}2$ имеем $\zeta_0 = 2{,}8$. Кроме того, на участке *3* установлено колено с углом поворота 90° и направляющими лопатками при значениях $\frac{r}{d_0} = 0{,}24$; $\zeta_0 = 0{,}2$.

Далее заполняем расчетную таблицу сети воздуховодов (табл. 4.23).

Давление в точке y_1 составляет $p_1 = 93{,}72$ Па, а неувязка с ответвлением

$$\frac{(93{,}72 - 93{,}48)}{93{,}72} = 0{,}26\ \%.$$

Следовательно, не требуется устанавливать диафрагмы на ответвлении. Суммарные потери давления в магистрали с учетом 10% запаса составят

$$\Delta p_w = 174{,}2 \text{ Па}.$$

Это значение используется для подбора вентилятора.

Пример 4.3 [5]

Рассчитать круглый стальной воздуховод приточной системы механической вентиляции для промышленного здания (рис. 4.11). Воздух в помещение подается через воздухораспределители ВП. Потери давления на участке 5 и в приточной камере, оборудованной калорифером, утепленным клапаном и жалюзийной решеткой, составляют 100 Па. Нагрузки на участках показаны на схеме.

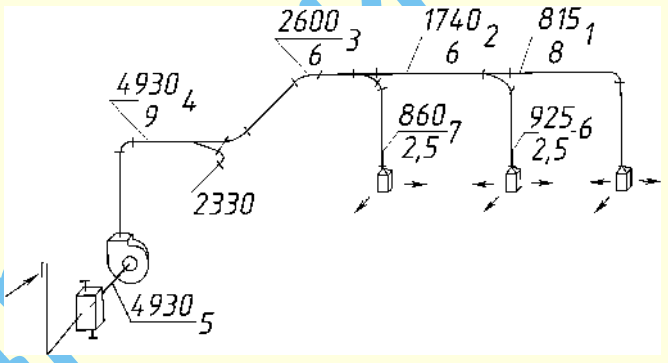


Рис. 4.11. Расчетная схема приточной системы вентиляции с механическим побуждением

Решение. Расчет начинаем с наиболее удаленного участка (в данном случае 1). Данные расчета заносим в табл. 4.24. Задавшись скоростями в пределах 5–10 м/с, определяем диаметры участков и отвечающие им потери на трение и динамические давления (приложение 4.7). Подсчет коэффициентов местных сопротивлений сводим в табл. 4.25.

Таблица 4.23

Расчетные данные к примеру 4.2

№ участка	Расход воздуха Q		Длина l, м	Скорость V, м/с	Диаметр d, мм	Потери давления на трение, Па		Скоростной напор $\frac{\rho V^2}{2}$, Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	Потери давления на местных сопротивления $\Delta p_м$, Па	Суммарные потери давления Δp_w, Па
						на 1 м длины	на участке				
	м³/ч	м³/с				$R = \frac{\Delta p_l}{l}$	Δp_l				
1	4000	1,111	6	7,0	450	1,12	6,72	30,0	2,9	87,0	93,72
2	6000	1,666	14	8,5	500	1,41	19,74	44,9	1	44,9	64,64
3	2000	0,555	9	5,6	355	1,00	9,00	19,2	4,4	84,48	93,48

Справочник по гидравлике

Таблица 4.24

Расчетные данные к примеру 4.3

№ участка	Q, м³/ч	l, м	V, м/с	d, мм	$\frac{\rho V^2}{2}$, Па	$\frac{\Delta p_1}{l}$, Па/м	Δp_1, Па	$\Sigma\zeta$	$\Delta p_м$, Па	Δp_{wi}, Па	Δp_w, Па
1	815	8	4,8	250	13,8	1,15	9,2	1,9	26,2	35,4	35,4
2	1740	6	6,2	315	23	1,36	8,2	0,1	2,3	10,5	45,9
3	2600	6	7,2	355	31	1,6	9,6	0,9	27,9	37,5	83,4
4	4930	9	8,6	450	44,2	1,6	14,4	0,8	35,4	49,8	33,2
5	4930									100 (задано)	233,2
6	**Расчетное давление для участка 6 Δp_{w6} = 35,4 Па**										
	925	2,5	5,25	250	16,5	1,35	3,8	2,4	39,5	43,3	
	Неувязка $\frac{43,3-35,4}{35,4}\cdot 100 = 22\%$										
7	**Расчетное давление для участка 7 Δp_{w7} = 45,9 Па**										
	860	2,5	0,49	250	14,5	1,2	3	3	43,5	46,5	
	Неувязка $\frac{46,5-45,9}{45,9}\cdot 100 = 1,3\%$										

Таблица 4.25

Коэффициенты местных сопротивлений к примеру 4.3

№ участка	Элементы воздуховодов	ζ	Σζ
1	Воздухораспределитель ВП Отвод 90° при R/d = 1,5 Тройник на проходе при $d_0 < d_c$ на 2К*, $d_п < d_c$ на 2K	1,4 0,4 0,1	1,9
2	Тройник на проходе при $d_0 < d_c$ на 3К*, $d_п < d_c$ на K	0,1	0,1
3	Тройник на проходе Два отвода 90° при R/d = 1,5	0,1 2 × 0,4	0,9
4	Отвод 90° при R/d = 1,5 Диффузор после вентилятора	0,4 0,4	0,8
6	Воздухораспределитель ВП Отвод 60° при R/d = 1,5 Тройник на ответвлении	1,4 0,2 0,8	2,4
7	Воздухораспределитель ВП Отвод 60° при R/d = 1,5 Тройник на ответвлении	1,4 0,2 1,4	3

* K – калибр воздуховода.

Полное потребное давление с учетом запаса на непредвиденные сопротивления в сети в размере 10% составляет

$$p_v^{\text{потр}} = 1,1 \cdot 233,2 = 256,5 \text{ Па}.$$

Производительность вентилятора с учетом утечек в размере 10%

$$Q = 1,1 \cdot 4930 = 5400 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По приложению 4.3 к установке принимаем радиальный вентилятор Ц4-70 № 5 с колесом 1,05 $D_{\text{ном}}$, Q = 5400 м³/ч; p_v = 270 Па; η = 0,725; n = 930 мин$^{-1}$ в комплектной поставке с электродвигателем А0Л2-21-6 (N = 0,8 кВт).

Пример 4.4 [26]

Для обслуживания данного объекта требуется рассчитать воздуховод, всасывающая часть которого объединяет три отсоса, и после вентилятора воздух нагнетается по двум направлениям (рис. 4.12). Участки расчетной магистрали обозначены буквами *а*, *б*, *в*, *г*, *д*, а ответвления – цифрами *1*, *2*, *3* (см. графу 1 в табл. 4.26).

Решение. В соответствии с построенной схемой по масштабу выявляют длины участков (l, см. графу 2) и суммарные значения коэффициентов местных сопротивлений (Σζ, см. графу 3).

Справочник по гидравлике

Таблица 4.26

Расчетные данные к примеру 4.4

№ участка	l, м	$\Sigma\zeta$	Q, м³/ч	d, мм	V, м/с	$\frac{\rho V^2}{2}$, Па	$\frac{\lambda}{d}$, м$^{-1}$	$\frac{l\lambda}{d}$	$\frac{l\lambda}{d}+\Sigma\zeta$	Δp_w, Па	$\Delta p_w'$, Па	Δp, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
а	7	1,0	1000	160	13,8	115	0,125	0,88	1,88	216	216	–
б	5	–	2000	225	14,0	120	0,080	0,40	0,40	48	264	–
в	2,5	–	3000	280	13,5	110	0,062	0,16	0,16	18	282	–
г	2	0,1	3000	280	13,5	110	0,062	0,12	0,22	24	306	–
д	6	2,4	1500	200	13,3	105	0,095	0,57	2,97	312	618	–
1	6	1,0	1000	160	13,8	115	0,125	0,75	1,75	202	216	14
2	7	1,0	1000	160	13,8	115	0,125	0,88	1,88	216	264	48
3	4	1,3	1500	200	13,3	105	0,095	0,38	1,68	176	312	136
3'	4	1,3	1500	180	16,4	160	0,105	0,42	1,72	274	312	88

На участке *а* давление теряется на вход, в двух отводах и в тройнике – на ответвление. Коэффициент местного сопротивления на входе для выбранной конструкции отсоса принимаем по справочнику (п. 1.8) равным 0,7. Два одинаковых круглых отвода запроектированы под углом 90° и с радиусом закругления 2*d*.

Коэффициент местного сопротивления такого отвода (п. 1.8) составит

$$\zeta = 0{,}15.$$

Потерю давления в штанообразном тройнике с углом ответвления в 15° ввиду малости здесь и далее (кроме участка 3) не учитываем. Таким образом, суммарный коэффициент местных сопротивлений на участке *а* будет равен

$$\Sigma\zeta = 0{,}7 + 2 \cdot 0{,}15 = 1{,}0.$$

На сборных участках *б* и *в* только в тройниках могут быть местные потери давления, которые ввиду малости не учитываем.

На участке *г* потерю давления в переходном патрубке от вентилятора ориентировочно оцениваем коэффициентом местного сопротивления $\zeta = 0{,}1$ (размеры выходного отверстия вентилятора и участка воздуховода еще не выявлены).

На участке *д* расположена выпускная шахта, коэффициент местного сопротивления которой для выбранной конструкции с учетом выхода принимаем 2,4 (с плоским экраном и его относительным удлинением 0,33, см. п. 1.8). Так как потерей давления в тройнике пренебрегаем, то на участке *д* получим $\Sigma\zeta = 2{,}4$.

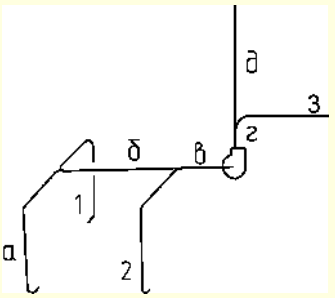


Рис. 4.12. Расчетная схема воздуховода к примеру 4.4

На однотипных участках 1 и 2, так же как и на участке *а*, коэффициенты местных сопротивлений на вход принимаем по 0,7, а в отводах – по 0,15. Тогда $\Sigma\zeta = 0{,}7 + 2 \cdot 0{,}15 = 1{,}0$.

На участке 3 давление теряется на свободный выход ($\zeta = 1$) и в отводе ($\zeta = 0{,}15$). Кроме того, следует ориентировочно предусмотреть потерю давления на ответвление в тройнике ($\zeta = 0{,}15$), так как здесь может быть существенный перепад скоростей. Тогда суммарный коэффициент местных сопротивлений на участке 3 составит

$$\Sigma\zeta = 1{,}0 + 0{,}15 + 0{,}15 = 1{,}3.$$

По заданию расход воздуха через участки *а*, 1 и 2 должен составлять по 1000 м³/ч, а через участок 3 нужно направить 1500 м³/ч. Расходы через остальные участки (*б, в, д*) определяем простым сложением или вычитанием составляющих расходов (без учета подсосов или утечек), а полученные данные заносим в графу 4 табл. 4.26.

Расчет начинаем с наиболее удаленного от вентилятора участка *а*, причем в соответствии с заданием ориентируемся на скорости порядка 13–14 м/с.

Задавшись для этого участка скоростью $V = 14$ м/с в соответствии с расходом $Q = 1000$ м³/ч, вычисляем диаметр воздуховода:

$$d = 1{,}13\sqrt{\frac{Q}{V}} = 1{,}13\sqrt{\frac{1000}{3600 \cdot 14}} = 0{,}159 \text{ м}.$$

Округляем до 160 мм, но при этом скорость снизится до 13,8 м/с. Эти значения и записываем в графы 5 и 6.

Рядом со значением расхода в строке указано значение $\frac{\lambda}{d} = 0{,}125$ м$^{-1}$, которое записываем в графе 8 расчетной табл. 4.26.

Во второй вертикальной графе указанной вспомогательной таблицы рядом со значением выбранной скорости находим и записываем в графу 7 расчетной таблицы соответствующую величину динамического давления:

$$\frac{\rho V^2}{2} = \frac{1{,}2 \cdot 13{,}8^2}{2} = 115 \text{ Па}.$$

Справочник по гидравлике

Для участка *б* при скорости 14 м/с находим по вспомогательной таблице для диаметра 225 мм расход 2003 м^3/ч, т. е. можно принять скорость 14 м/с.

Динамическое давление (с округлением) будет равно

$$\frac{\rho V^2}{2} = \frac{1,2 \cdot 14^2}{2} = 120 \text{ Па};$$

$$\frac{\lambda}{d} = 0,080 \text{ м}^{-1}.$$

Аналогичным образом определяем диаметры для остальных участков воздухопровода и уточняем скорости, динамические давления, а также значения $\frac{\lambda}{d}$.

В дальнейшем по заданным и подсчитанным данным подсчитываем потери давления по формуле

$$p = \left(l \frac{\lambda}{d} + \Sigma\zeta \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2}.$$

Для упрощения вычислений вначале путем перемножения результатов граф 2 и 8 определяем $\frac{l\,\lambda}{d}$ (графа 9). Затем сложением результатов граф 9 и 3 получаем $l\frac{\lambda}{d} + \Sigma\zeta$ (графа 10). Далее путем перемножения результатов граф 7 и 10 находим Δp_w (графа 11).

В графе 12 нарастающим итогом записываем $\Delta p_w'$ – потери давления в магистрали до концов соответствующих участков, а для ответвлений – располагаемые давления.

Располагаемое давление для участка 1 равно подсчитанной потере давления на участке *а*, т. е. 216 Па; для участка 2 оно равно сумме потерь давления на участке *а*, *б*, т. е. 264 Па; для участка 3 – потере давления на участке *д* (а не сумме потерь давления на участках *а, б, в, г*), т. е. 312 Па.

В графе 13 обозначены для ответвлений неувязки Δp – разницы между потерями давлений в ответвлениях и располагаемыми для них давлениями. Если эти неувязки не превышают 10% от располагаемого давления (для ряда стандартных диаметров), то пересчет ответвлений можно не выполнять.

При большой разнице потерь давлений следует увязать их путем изменения диаметра ответвления или, при незасоренном воздушном потоке, путем установки дросселирующей диафрагмы (см. п. 4.2.6).

В нашем примере для участка 3 получилась недопустимая неувязка в 136 Па, т. е. в $\frac{136}{312} \cdot 100 = 44\%$. При уменьшении диаметра с 200 до 180 мм ответвление практически увязано, хотя скорость на этом участке значительно возросла – она вышла из заданных пределов (16,4 вместо 13–14 м/с).

Общая потеря давления в рассчитанном воздухопроводе будет равна сумме потерь давлений во всех участках магистрали, т. е. 618 Па. По этому давлению и производительности 3000 м^3/ч следует подобрать вентилятор нужного типа.

4.2.6. Увязка давлений в ответвлениях

Если в результате расчета ответвлений потери давления в узлах не увязываются (вместо p получается p_1), то для увязки давлений при сохранении ранее принятых расходов (неизменными остаются и фактические, или приведенные, длины участка l, и мало изменяются λ) ищут новые диаметры ответвлений d (вместо d_1) из соотношений

$$\frac{p}{p_1} = \frac{l\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho V^2}{2}}{l\frac{\lambda_1}{d_1} \cdot \frac{\rho V_1^2}{2}} = \frac{l\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2}\left(\frac{4Q}{\pi d^2}\right)^2}{l\frac{\lambda_1}{d_1} \cdot \frac{\rho}{2}\left(\frac{4Q}{\pi d_1^2}\right)^2} = \frac{\frac{\lambda}{d^5}}{\frac{\lambda_1}{d_1^5}} \cong \left(\frac{d_1}{d}\right)^5 \quad (4.43)$$

или $$\frac{d}{d_1} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{5}}.$$

Отсюда

$$d = d_1 \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{5}}. \quad (4.44)$$

Если в увязанных по потерям давления ответвлениях нужно изменить расход (Q вместо Qi), новые диаметры (d вместо d_1) можно определить из условия $p = p_1$ или

$$l\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2}\left(\frac{4Q}{\pi d^2}\right)^2 = l\frac{\lambda_1}{d_1} \cdot \frac{\rho}{2}\left(\frac{4Q}{\pi d_1^2}\right)^2, \quad (4.45)$$

тогда $$\lambda\frac{Q^2}{d^5} = \lambda_1\frac{Q_1^2}{d_1^5}$$

и $$\left(\frac{d}{d_1}\right)^5 \cong \left(\frac{Q}{Q_1}\right)^{\frac{2}{5}}, \quad (4.46)$$

откуда $$d = d_1\left(\frac{Q}{Q_1}\right)^{\frac{2}{5}}. \quad (4.47)$$

Пример 4.5 [6]

В результате расчета при d_1 = 100 мм была определена потеря давления Δp_{w1} = 40 Па, в то время как давление в узле составляет p = 50 Па**.**

Решение. Необходимый диаметр ответвления

$$d = 100\left(\frac{40}{50}\right)^{\frac{1}{5}} = 100 \cdot 0,958 = 96 \text{ мм}.$$

В увязанном ответвлении при диаметре d = 96 мм изменился заданный расход с Q = 200 м^3/ч до Q_1 = 350 м^3/ч. В связи с этим следует изменить его диаметр. После подстановки получим

$$d_1 = 96\left(\frac{350}{200}\right)^{\frac{2}{5}} = 96 \cdot 1,251 = 120 \text{ мм}.$$

При расчете может возникнуть необходимость в увязке не только простых ответвлений, но и состоящих из нескольких простых воздуховодов, т. е. сложных. В этом случае сначала следует просчитать магистраль сложного ответвления, и если ее суммарное давление не будет соответствовать давлению в узле, то все участки магистрали пересчитывают обратно пропорционально отношению давлений в степени $\frac{1}{5}$ по выведенной выше формуле (4.44). Затем по значениям пересчитанных давлений ответвления увязывают обычным способом по той же формуле.

Справочник по гидравлике

Пример 4.6 [25]

Давление в узле p = 100 Па. При расчете же в сложном ответвлении (рис. 4.13) при выбранных диаметрах, $d_а$ = = 150 мм и $d_б$ = 100 мм давления получились

$$p_1 = \Delta p_{wa} + \Delta p_{wб} = 80 + 60 = 140 \text{ Па},$$

где Δp_{wa} и $\Delta p_{wб}$ – потери давления в участках *а* и *б*.

В связи с этим диаметры участков *а* и *б* необходимо увеличить в $\left(\frac{140}{100}\right)^{\frac{1}{5}} = 1{,}07$ раза, т. е. $d_а' = 150 \cdot 1{,}07 = 165$ мм и $d_б' = 100 \cdot 1{,}07 = 107$ мм.

При монтаже обычно приходится применять воздуховоды стандартных диаметров, которые могут отличаться от определяемых по расчету. В этом случае расходы по ответвлениям перераспределяются, в результате чего могут быть нарушены проектные условия. Для предотвращения этого (если нет возможности при расчете произвести увязку путем изменения диаметров) необходимо предусматривать дросселирующие устройства. При отсутствии в воздухе механических примесей для этой цели наиболее удобны диафрагмы.

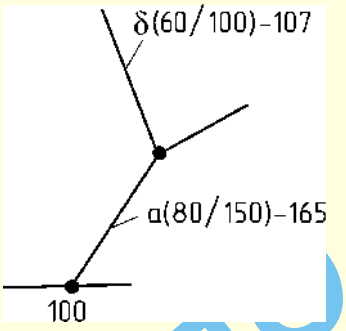


Рис. 4.13. К примеру 4.6

Расчет диафрагм для круглых и прямоугольных воздуховодов

Размеры отверстий диафрагм в зависимости от диаметра круглых или сечения прямоугольных воздуховодов и требуемого значения коэффициента местного сопротивления приведены в табл. 4.27 и 4.28.

Таблица 4.27 [6]

Диаметр отверстий диафрагм для круглых воздуховодов

ζ	Диаметр отверстия диафрагмы, мм, при диаметре воздуховода, мм														
	100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500
0,2	93	102	116	131	148	168	186	210	232	260	293	332	372	418	465
0,4	89	98	111	125	143	161	179	202	223	250	282	319	358	403	448
0,6	87	95	108	122	139	157	174	197	217	243	274	310	348	391	435
0,8	84	93	106	120	135	153	169	192	212	238	268	303	340	382	425
1,12	82	90	103	116	131	149	164	186	206	230	259	293	329	371	412
1,3	81	89	101	114	129	147	162	183	203	227	255	289	324	365	406
1,52	79	87	99	112	127	144	159	180	199	223	251	284	319	359	399
1,77	78	86	98	110	125	142	157	178	196	219	247	280	314	353	392
2,07	77	84	96	109	123	139	154	174	192	215	242	274	308	347	385
2,41	75	83	94	107	221	137	151	171	189	211	238	270	302	340	378
2,81	74	81	92	104	118	134	148	167	185	207	233	263	296	333	370
3,28	72	79	90	102	116	131	145	164	181	203	228	259	290	327	363
3,83	71	78	88	100	113	128	142	160	177	199	224	252	284	320	355
4,46	69	76	86	98	111	126	139	157	173	194	219	248	278	313	347
5,21	68	74	85	95	108	122	136	153	170	190	214	241	272	306	340
6,07	66	73	83	93	106	120	132	149	166	185	209	236	265	298	332
7,09	64	71	81	91	103	117	129	146	162	181	204	230	259	291	324
8,26	63	69	79	88	101	114	126	142	158	176	199	224	252	284	316
9,64	61	67	76	86	98	111	123	139	153	172	193	219	246	277	307
11,2	59	65	74	84	95	109	119	136	149	167	188	214	239	269	299
12,9	58	64	73	82	93	105	116	131	146	163	184	207	233	263	292
15,1	56	62	71	80	91	103	113	128	142	159	179	202	227	255	284
17,6	55	60	69	77	88	99	110	124	138	154	174	196	221	248	276
20,5	53	59	67	75	85	97	107	121	134	150	169	191	214	241	268
24	52	57	65	73	83	94	104	117	130	146	164	185	208	234	260
28	50	55	63	71	80	91	101	114	126	141	159	179	202	227	252
30,2	49	54	62	70	79	89	99	111	124	139	156	176	199	224	249

Таблица 4.28 [6]

Размеры отверстий диафрагм для прямоугольных воздуховодов

ζ	Стороны отверстия диафрагмы	Размеры отверстия диафрагмы, мм, при сечении прямоугольного воздуховода, мм												
		100×160	100×200	160×160	160×200	200×200	200×250	200×400	250×250	250×400	250×500	400×400	400×500	500×500
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,19	*a*	93	93	149	149	187	187	187	234	234	234	374	374	467
	b	149	187	149	187	187	234	374	234	374	467	374	467	467
0,25	*a*	92	92	148	148	185	185	185	231	231	231	370	370	462
	b	148	185	148	185	185	185	231	370	231	462	370	462	462
0,31	*a*	91	91	146	146	182	182	182	228	228	228	365	365	456
	b	146	182	146	182	182	228	365	228	365	456	365	456	456
0,38	*a*	90	90	144	144	180	180	180	226	226	226	361	361	451
	b	144	180	144	180	180	226	361	226	361	451	361	451	451
0,46	*a*	89	89	142	142	178	178	178	223	223	223	356	356	445
	b	142	178	142	178	178	223	356	223	356	445	356	445	445
0,55	*a*	88	88	141	141	176	176	176	220	220	220	352	352	440
	b	141	176	141	176	176	220	352	220	352	440	352	440	440
0,65	*a*	87	87	139	139	174	174	174	217	217	217	347	347	431
	b	139	174	139	174	174	217	347	217	347	434	347	434	434
0,77	*a*	86	86	137	137	171	171	171	214	214	214	342	342	428
	b	137	171	137	171	171	214	342	214	342	428	342	428	428
0,9	*a*	84	84	135	135	169	169	169	211	211	211	338	338	422
	b	135	169	135	169	169	211	338	211	338	422	338	422	422
1,05	*a*	83	83	133	133	166	166	166	208	208	208	333	333	416
	b	133	166	133	166	166	208	333	208	333	416	333	416	416
1,23	*a*	82	82	131	131	164	164	164	205	205	205	328	328	410
	b	131	164	131	164	164	205	328	205	328	410	328	410	410
1,41	*a*	81	81	129	129	161	161	161	202	202	202	323	323	404
	b	129	161	129	161	161	202	223	202	323	404	323	404	404
1,64	*a*	80	80	127	127	159	159	159	199	199	199	318	318	398
	b	127	159	127	159	159	199	318	199	318	398	318	398	398
1,88	*a*	78	78	125	125	156	156	156	196	196	196	313	313	391
	b	125	156	125	156	156	196	313	196	313	391	313	391	391
2,14	*a*	77	77	123	123	154	154	154	192	192	192	308	308	385
	b	123	154	123	154	154	192	308	192	308	385	308	385	385
2,48	*a*	76	76	121	121	151	151	151	189	189	189	302	302	378
	b	121	151	121	151	151	189	302	189	302	378	302	378	378
2,85	*a*	74	74	119	119	148	148	148	186	186	186	297	297	371
	b	119	148	119	148	148	186	297	186	297	371	297	371	371
3,26	*a*	73	73	117	117	146	146	146	182	182	182	292	292	365
	b	117	146	117	146	146	182	292	182	292	365	292	365	365
3,73	*a*	71	71	114	114	143	143	143	179	179	179	286	286	357
	b	114	143	114	143	143	179	286	179	286	357	286	357	357
4,3	*a*	70	70	112	112	140	140	140	175	175	175	280	280	350
	b	112	140	112	140	140	175	280	175	280	350	280	350	350
4,95	*a*	69	69	110	110	137	137	137	171	171	171	274	274	343
	b	110	137	110	137	137	171	274	171	274	343	272	343	343
5,7	*a*	67	67	107	107	134	134	134	168	168	168	268	268	336
	b	107	134	107	134	134	168	268	168	268	336	268	336	336
6,62	*a*	66	66	105	105	131	131	131	164	164	164	262	262	328
	b	105	131	105	131	131	164	262	164	262	328	262	328	328
7,69	*a*	64	64	102	102	128	128	128	160	160	160	256	256	320
	b	102	128	102	128	128	160	256	160	256	320	256	320	320
8,55	*a*	63	63	100	100	126	126	126	157	157	157	251	251	314
	b	100	126	100	126	126	157	251	157	251	314	251	314	314
9,21	*a*	62	62	99	99	124	124	124	155	155	155	248	248	310
	b	99	124	99	124	124	155	248	155	248	310	248	310	310

Продолжение таблицы 4.28

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
10,02	*a*	61	61	98	98	123	123	123	153	153	153	245	245	307
	b	98	123	98	123	123	153	245	153	245	307	245	307	307
11,06	*a*	60	60	97	97	121	121	121	151	151	151	242	242	302
	b	97	121	97	121	121	151	242	151	242	302	242	302	302
11,95	*a*	60	60	95	95	119	119	119	149	149	149	238	238	298
	b	95	119	95	119	119	149	238	149	238	298	238	298	298
12,71	*a*	59	59	94	94	117	117	117	147	147	147	235	235	294
	b	94	117	94	117	117	147	235	147	235	294	235	294	294
13,7	*a*	58	58	93	93	116	116	116	145	145	145	232	232	290
	b	93	116	93	116	116	145	232	145	232	290	232	290	290
14,95	*a*	57	57	91	91	114	114	114	143	143	143	228	228	285
	b	91	114	91	114	114	143	228	143	228	285	228	285	285
16,2	*a*	56	56	90	90	112	112	112	140	140	140	224	224	281
	b	90	112	90	112	112	140	224	140	224	281	224	281	281
17,51	*a*	55	55	88	88	110	110	110	138	138	138	221	221	276
	b	88	110	88	110	110	138	221	138	221	276	221	276	276
19,2	*a*	54	54	87	87	109	109	109	136	136	136	217	217	272
	b	87	109	87	109	109	136	217	136	217	272	217	272	272
21,26	*a*	53	53	85	85	107	107	107	134	134	134	214	214	267
	b	85	107	85	107	107	134	214	134	214	267	214	267	267
23,35	*a*	53	53	84	84	105	105	105	131	131	131	210	210	263
	b	84	105	84	105	105	131	210	131	210	263	210	263	263
25,6	*a*	52	52	82	82	103	103	103	129	129	129	206	206	258
	b	82	103	82	103	103	129	206	129	206	258	206	258	258
27,95	*a*	51	51	81	81	101	101	101	126	126	126	202	202	253
	b	81	101	81	101	101	126	202	126	202	253	202	253	253
30,55	*a*	50	50	79	79	99	99	99	124	124	124	198	198	248
	b	79	99	79	99	99	124	198	124	198	248	198	248	248

Таблица 4.29 [6]

Значение *p*, кгс/м^2, для диафрагм при α = 20° (tg α = 0,364)

$\frac{V_1}{V_2}$	ζ*	Скорость в воздуховоде, м/с									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,4	2,25	16,7	19,7	22,9	27	31	35,2	39,8	22,7	50	55,2
0,45	1,73	12,8	15,3	17,6	20,8	23,8	27,1	30,6	34,4	38,3	42,5
0,5	1,22	9,1	10,7	12,4	14,6	16,8	19,1	21,6	24,2	27	30
0,55	0,98	7,3	8,6	10	11,8	13,5	15,4	17,3	19,4	21,7	24
0,6	0,75	6,5	6,6	7,6	9	10,3	11,7	13,2	14,9	16,6	18,4
0,65	0,55	4,1	4,8	5,6	6,6	7,6	8,6	9,7	10,9	12,2	13,5
0,7	0,342	2,5	3	3,5	4,1	4,7	5,4	6	6,8	7,6	8,4
0,75	0,245	1,8	2,2	2,5	3	3,4	3,8	4,3	4,9	5,4	6
0,8	0,145	1,1	1,3	1,5	1,7	2	2,3	2,6	2,9	3,2	3,5

Таблица 4.30 [6]

Значение *p*, кгс/м^2, для диафрагм при α = 25° (tg α = 0,466)

$\frac{V_1}{V_2}$	ζ*	Скорость в воздуховоде, м/с									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,4	2,59	12,9	22,8	26,4	31	35	40,5	45,8	51,5	57,4	83,5
0,45	2	14,8	17,6	20,4	24	27,6	31,4	35,3	39,7	44,3	49
0,5	1,4	10,4	12,3	14,2	16,8	19,3	22	24,8	27,8	31	34,3
0,55	1,16	8,5	10	11,7	13,8	15,8	18	20,3	22,8	25,4	28,2
0,6	0,89	6,6	7,8	9	10,7	12,3	14	15,7	17,7	19,7	21,8
0,65	0,63	4,7	5,6	6,4	7,6	8,7	9,9	11,1	12,5	13,9	15,4
0,7	0,37	2,7	3,3	3,8	4,4	5,1	5,8	6,5	7,3	8,2	9,1
0,75	0,27	2,6	2,4	2,7	3,2	3,7	4,2	4,8	5,4	6	6,6
0,8	0,172	1,3	1,5	1,7	2,1	2,4	2,7	3	3,4	3,8	4.2

Таблица 4.31 [6]

Значения *p*, кгс/м^2, для диафрагм при α = 30° (tg α = 0,577)

$\frac{V_1}{V_2}$	ζ*	Скорость в воздуховоде, м/с									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,4	2,89	21,4	25,4	29,4	34,7	39,8	45,2	51	57,4	64	70,8
0,54	2,25	16,7	19,8	22,9	27	31	35,2	39,2	44,7	49,8	55,2
0,5	1,6	11,9	14,1	16,3	19,2	22	25	28,2	31,8	35,4	39,2
0,55	1,27	9,4	11,2	12,9	15,2	17,5	19,9	22,4	25,2	28	31,1
0,6	0,94	7	8,3	9,5	11,3	12,9	14,7	16,6	18,6	20,8	23
0,65	0,68	5,1	6	6,9	8,2	9,1	10,6	12	13,5	15	16,6
0,7	0,427	3,2	3,7	4,3	5,1	5,9	6,7	7,5	8,5	9,4	10,4
0,75	0,31	2,3	2,7	3,1	3,7	4,3	4,9	5,5	6,2	6,9	7,6
0,8	0,195	1,4	1,7	2	2,3	2,7	3,1	3,4	3,9	4,3	4,8

Таблица 4.32 [6]

Значения *p*, кгс/м^2, для диафрагм при α = 35° (tg α = 0,7)

$\frac{V_1}{V_2}$	ζ*	Скорость в воздуховоде, м/с									
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,4	3,14	23,2	27,6	32	37,7	43,2	49,2	55,5	62,3	69,5	77
0,45	2,42	18	21,3	24,6	29	33,3	38	42,8	48	53,5	59,2
0,5	1,7	12,6	14,9	17,3	20,4	23,4	26,6	30	33,8	37,6	41,7
0,55	1,35	10	11,9	13,7	17,2	18,6	21,2	23,8	26,8	30	33
0,6	1,01	7,5	8,8	10,3	12,1	13,9	15,8	17,8	20	22,4	24,8
0,65	0,745	5,5	6,5	7,6	9	10,2	11,7	13,2	14,8	16,5	18,2
0,7	0,478	3,5	4,2	4,9	5,7	6,6	7,5	8,4	9,5	10,6	11,7
0,75	0,34	2,5	3	3,5	4,1	4,7	5,3	6	6,7	7,5	8,3
0,8	0,203	1,5	1,8	2,1	2,4	2,8	3,2	3,6	4	4,5	5

* Значение ζ относится к скорости V_1.

При расчете сечения диафрагм необходимо, чтобы потери давления в диафрагме при соответствующей скорости воздуха в воздуховоде были равны избыточному давлению, которое требуется погасить на данном ответвлении сети.

Пример 4.7 [6]

Подобрать размер отверстия диафрагмы для погашения избыточного давления Δ*p* = 80 Па в воздуховоде диаметром 400 мм при скорости воздуха в нем *V* = 10 м/с.

Решение. Определяем скоростной напор в воздуховоде, соответствующий скорости воздуха *V* = 10 м/с и плотности воздуха ρ = 1,224 кг/м^3, *q* = 61,2 Па.

Определяем коэффициент местного сопротивления диафрагмы, необходимый для погашения давления 80 Па:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{q} = \frac{80}{61,2} = 1,3.$$

По табл. 4.27 находим, что необходимый размер отверстия диафрагмы составляет 324 мм.

Диаметр горловины конусной диафрагмы (рис. 4.14) определяется по формуле

$$d_2 = d_1\sqrt{\frac{V_1}{V_2}}, \qquad (4.48)$$

где d_1 – диаметр воздуховода, мм;

$\frac{V_1}{V_2}$ – отношение скорости воздуха в воздуховоде к скорости воздуха в горловине (определяется в зависимости от значения избыточного давления Δ*p*, которое требуется погасить диафрагмой, и принятого угла раскрытия конуса).

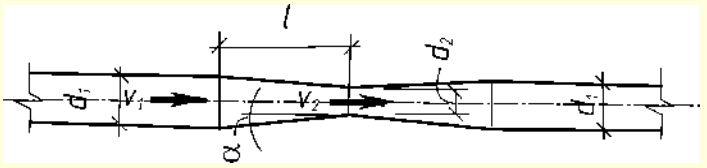


Рис. 4.14. Схема диафрагмы

Длина конуса диафрагмы, мм, определяется по формуле

$$l = \frac{(d_1 - d_2)}{2\text{tg}\,\alpha}, \qquad (4.49)$$

где tg α – тангенс угла раскрытия конуса.

Значения *p* при различных соотношениях $\frac{V_1}{V_2}$ и разном угле раскрытия конуса (от 20 до 35°) приведены в табл. 4.29–4.32.

Пример 4.8 [6]

Требуется погасить избыточное давление, равное 120 Па, при скорости в ответвлении $V_1 = 11$ м/с и диаметре ответвления $d_1 = 180$ мм.

Решение. В табл. 4.31 (в графе, соответствующей скорости 11 м/с) выбираем число, близкое к 12, и принимаем диафрагму с углом раскрытия $\alpha = 30°$, при этом $\frac{V_1}{V_2} = 0{,}5$ ($p = 119$ Па).

Диаметр горловины по формуле (4.48)

$$d_2 = d_1\sqrt{\frac{V_1}{V_2}} = 180\sqrt{0{,}5} = 126 \text{ мм}.$$

Для конуса по формуле (4.49) имеем

$$l = \frac{d_1 - d_2}{2\text{tg}\,\alpha} = \frac{180 - 126}{2\text{tg}\,30^\circ} = 47 \text{ мм}.$$

4.2.7. Клапаны (заслонки) для регулирования воздушных потоков [6]

Клапаны разделяют:

а) по способу дросселирования воздушного потока – с поворотными створками и шиберного типа;

б) по назначению – на проходные, смесительные и распределительные;

в) по характеру действия – на двухпозиционные (запорные) и регулирующие;

г) по конструкции створок – на неизолированные (холодные) и изолированные (теплые).

Клапаны с поворотными створками наиболее распространены. Клапаны шиберного типа служат главным образом для ручной наладочной регулировки.

Многостворчатые клапаны с поворотными створками бывают двух видов:

а) параллельно-створчатые (рис. 4.15*а*), имеющие створки, плоскости которых параллельны между собой и вращаются в одном направлении;

б) непараллельно-створчатые (рис. 4.15*б*), у которых соседние створки вращаются в противоположных направлениях. Одностворчатые и непараллельно-створчатые клапаны (по сравнению с параллельно-створчатыми) отличаются более плавным регулированием.

Размеры проходных запорных воздушных клапанов, предназначенных для работы по принципу «открыто-закрыто», определяются размерами каналов, в которых они устанавливаются. При расположении запорных клапанов внутри камер их размеры рассчитывают исходя из пропускной способности 20–30 тыс. м^3/ч на 1 м^2 площади сечения клапана. Размеры регулирующих клапанов зависят от характеристики, по которой должно вестись регулирование.

Для регулирования температуры помещения изменением количества подаваемого воздуха с постоянной температурой или температуры смеси воздуха изменением расхода компонентов, имеющих постоянную температуру, рекомендуются клапаны с прямолинейной характеристикой; для регулирования теплопроизводительности калориферов или воздухоохладителей – клапаны с характеристикой, выраженной степенной функцией.

Регулируемым участком, имеющим сопротивление Δp_w, называется участок (или вся сеть в целом), на границах которого давление воздуха остается неизменным при любом положении створок клапана. Колебание давлений на границах регулируемого участка допускается в пределах ±15% начальных. При необходимости постоянство давления должно поддерживаться дополнительными регуляторами. Границы регулируемых участков показаны на рис. 4.16.

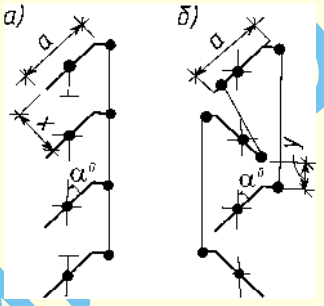


Рис. 4.15. Клапаны с поворотными створками: *a* – ширина створок; *x* и *y* – проходы для воздуха; α° – угол поворота створок

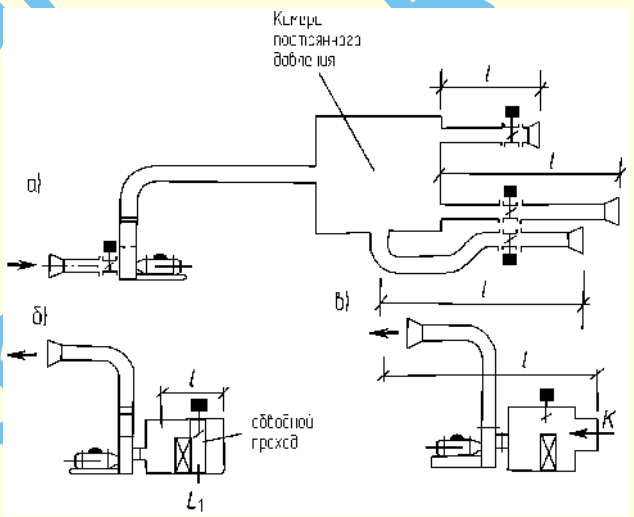


Рис. 4.16. Регулируемые участки: *а* – проходной регулирующий клапан; *б* – смесительный клапан; *в* – проходной обводной клапан

Оптимальная площадь, м^2, проходного регулирующего клапана (рис. 4.16*а*) или основного прохода смесительного клапана (рис. 4.16*б*; створка основного прохода, перекрывающая сечение калорифера, на рисунке не показана) определяется по формулам при необходимости регулирования:

– по характеристикам, приближающимся к прямолинейным, соответственно для параллельно- и непараллельно-створчатых клапанов:

$$S_{\text{опт}} = \frac{10^{-4} Q_{\text{макс}}}{\sqrt{\Delta p_w}}; \qquad (4.50)$$

$$S_{\text{опт}} = \frac{1{,}3 \cdot 10^{-4} Q_{\text{макс}}}{\sqrt{\Delta p_w}}; \qquad (4.51)$$

– по производительности калориферов или воздухоохладителей для створчатых клапанов обоих видов

$$S_{\text{опт}} = \frac{0{,}69 \cdot 10^{-4} Q_{\text{макс}}}{\sqrt{\Delta p_w}}, \qquad (4.52)$$

Справочник по гидравлике

где $Q_{макс}$ – максимальный расход воздуха через клапан, м^3/ч;
Δp_w – сопротивление регулируемого участка, кГ/м^2.

Площадь, м^2, обводного прохода S_0 смесительных клапанов, как правило, меньше оптимальной площади основного прохода $S_{опт}$:

$$S_0 < S_{опт} > S\sqrt{\frac{\Delta p_{w_0}}{\Delta p_w}}, \qquad (4.53)$$

где Δp_{w_0} – сопротивление обводного клапана при проходе через него максимального расхода воздуха, кГ/м^2.

Проходные, смесительные и распределительные клапаны следует выбирать так, чтобы площадь фактического прохода $S_ф$ лежала в пределах

$$0{,}8\ S_{опт} < S_ф < 1{,}2\ S_{опт}, \qquad (4.54)$$

отдавая преимущество клапанам с площадью, меньшей оптимальной. Если же приходится устанавливать клапан большей площади, то для улучшения его характеристики необходимо предельное открытие створок клапанов ограничивать начальным углом $\beta > 0°$.

Проходной обводной клапан (рис. 4.16*в*), предназначенный для регулирования калориферов или воздухоохладителей, должен иметь следующую площадь, м^2:

$$S_к = 0{,}69\cdot 10^{-4} Q_p (1-m)\sqrt{\frac{\zeta_{к_0}+\zeta_y}{\Delta p_{w_к}}}\times$$
$$\times\left[\frac{1}{\bar{Q}_{тм}(1-m)\sqrt{1-\bar{p}_{w_к}(1-\bar{Q}^2_{тм})}}-1\right], \qquad (4.55)$$

где $Q_р$ – общая производительность вентиляторной установки (см. рис. 4.16*б*), м^3/ч;

$m = \dfrac{Q_{мин}}{Q_р}$ – относительный расход воздуха через неплотности обводного клапана в закрытом состоянии;

$\zeta_{к_0}$ – коэффициент сопротивления створок клапана в открытом состоянии;

ζ_y – коэффициент сопротивления вследствие сужения и расширения струи, проходящей через клапан;

$\Delta p_{w_к}$ – сопротивление калориферов или воздухоохладителей при закрытом обводном клапане, кГ/м^2;

$\bar{p}_{w_к} = \dfrac{\Delta p_{w_к}}{\Delta p_{w_р}}$ – относительное сопротивление калориферов или воздухоохладителей (здесь $\Delta p_{w_к}$ – потери давления в системе при закрытом обводном клапане, кГ/м^2).

Минимальный расход воздуха через регулируемый калорифер или воздухоохладитель, м^3/ч, находят по формуле

$$\bar{Q}_{тм} = \frac{Q_{тм}}{Q_р(1-m)}\bar{q}_{мин}^{\frac{1}{n}}, \qquad (4.56)$$

где $\bar{q}_{мин} \le 0{,}7$ – минимальная относительная отдача тепла калорифером или воздухоохладителем при полностью открытом клапане обвода;

n – показатель степени для значений весовой скорости воздуха ($\nu\gamma$), кг/м^{2}с, в живом сечении калорифера или воздухоохладителя в формуле, служащей для расчета коэффициента теплопередачи этого теплообменника; для калориферов см. табл. 4.33.

Таблица 4.33 [6]

Показатели степени *n* при весовой скорости воздуха в живом сечении калориферов

Калорифер	Значение *n* при теплоносителе	
	вода	пар
Кондиционеров (секции подогрева) при скорости движения воды в трубках, м/с:		
0,2	0,38	–
0,4 и более	0,5	–
Унифицированный с накатным оребрением из биметаллических труб:		
КСк-1	0,438	–
КСк-2	0,432	–
КСк-3	0,482	–
КСк-4	0,546	–
Модели:		
ПНМ	0,34	0,34
ПНБ	0,36	0,36

Исходя из конструктивных соображений, при расчете по формуле (4.43) предварительно задаются размерами клапана и выбирают для него соответствующие значения $\zeta_{к_0}$ и ζ_y. Вторично выбрав клапан и установив для него значение ζ_y', следует уточнить потребную площадь клапана по формуле

$$S_к' = S_к\sqrt{\frac{\zeta_{к_0}+\zeta_y'}{\zeta_{к_0}+\zeta_y}}. \qquad (4.57)$$

Аэродинамические характеристики для створчатых клапанов, по данным Л. В. Павлухина, приведены на рис. 4.17, а для шиберов в прямоугольных и круглых воздуховодах, по данным Вейсбаха – на рис. 4.18 и 4.19.

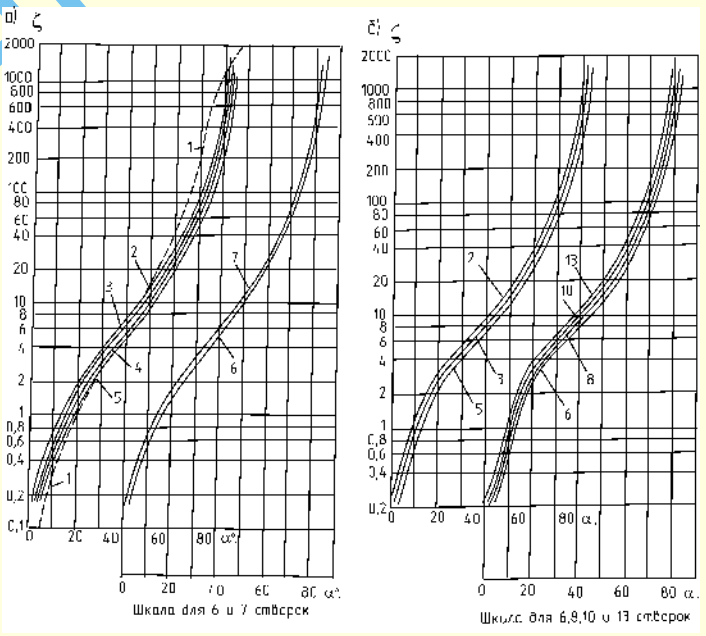


Рис. 4.17. Аэродинамические характеристики проходных сетевых клапанов (заслонок) конструкции Сантехпроекта:
а – неутепленных с одной – пятью створками (кривые *1–5*) и с шестью – семью створками (кривые *6* и *7*);
б – утепленных с двумя, тремя и пятью (кривые *2, 3* и *5*) створками и с шестью, восьмью, десятью и тринадцатью створками (кривые *6*, *8*, *10* и *13*)

Справочник по гидравлике

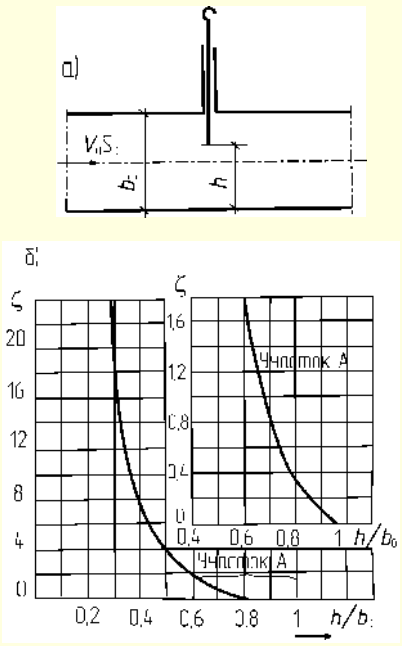


Рис. 4.18. Аэродинамическая характеристика шибера в воздуховоде прямоугольного сечения:
а – схема шибера; *б* – характеристика

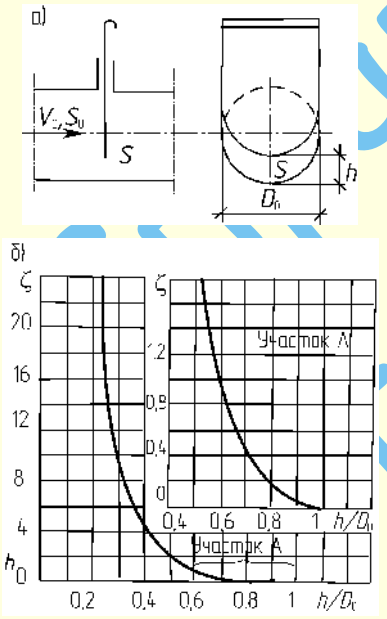


Рис. 4.19. Аэродинамическая характеристика шибера в воздуховоде круглого сечения:
а – схема шибера; *б* – характеристика

Конструктивная неплотность клапана $m_к$ – функция длины притворов и зазора между рамой и створками, зависящая от условий установки клапана в сети**,** а также от характеристики вентилятора, который подает воздух в эту сеть, – определяется по формуле

$$m_к = \frac{Q_{к_з}}{Q_{к_0}} = \sqrt{\frac{\zeta_{к_0} + \zeta_{сист}}{\zeta_{к_з} + \zeta_{сист}}}, \qquad (4.58)$$

где $Q_{к_з}$, $Q_{к_0}$ – расходы воздуха через закрытый и открытый клапаны, м^3/ч;

$\zeta_{к_0}$, $\zeta_{к_з}$ – коэффициенты сопротивления клапана в открытом и закрытом положении, отнесенные к скоростному давлению в сечении полностью открытого клапана (см. рис. 4.17– 4.19);

$\zeta_{сист}$ – коэффициент сопротивления всей системы или регулируемого участка, отнесенный к скоростному давлению в сечении полностью открытого клапана.

Значения коэффициента сопротивления сетевых клапанов конструкции Сантехпроекта по усредненным данным приведены в табл. 4.34.

Таблица 4.34

Коэффициенты сопротивления клапанов в открытом и закрытом положениях

Тип клапана	Коэффициент сопротивления при площади открытого клапана, м^2			
	до 0,5	0,5–1	1–2	более 2
Неутепленный:				
открытый	0,15	0,15	0,15	0,15
закрытый	2000	1000	600	400
Утепленный:				
открытый	0,2	0,2	0,2	0,2
закрытый	3000	1500	700	500

4.3. ЕСТЕСТВЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Наиболее простой способ вентиляции – естественное проветривание – это смена воздуха в помещениях через неплотности в ограждениях благодаря возникающей разности давлений внутри и снаружи помещений. Такая неорганизованная вентиляция осуществима только в небольших объемах и зависит от многих случайных факторов – силы и направления ветра, температур снаружи и внутри здания и пр.

Для обеспечения постоянного воздухообмена с целью поддержания требуемых параметров воздуха в помещении необходима организованная естественная вентиляция, которая может происходить или посредством открывания фрамуг, окон и фонарей (**аэрация**), или с применением каналов (**канальные системы вентиляции**).

4.3.1. Аэрация. Особенности аэрации и рекомендации по ее использованию

Аэрация осуществляется под действием гравитационного и ветрового давлений и позволяет организовать воздухообмен в помещении без специального вентиляционного оборудования и без затрат электрической энергии, что делает ее экономически выгодной.

Наиболее эффективна аэрация в помещениях со значительными тепловыделениями, где она может использоваться в любое время года.

Аэрация организуется через специальные проемы в ограждении здания. Приточные аэрационные проемы в промышленных зданиях устраивают в два яруса. Нижний (на высоте 0,3–1,8 м от пола) используется для подачи воздуха в помещение в теплый период времени (при температуре наружного воздуха не ниже 10 °С). Верхний

Справочник по гидравлике

предназначен для осуществления аэрации в холодный период времени. Он располагается на высоте не менее 4,5 м от уровня пола (при высоте помещения более 6 м), и холодный воздух, опускаясь в рабочую зону помещения, успевает смешаться с теплым внутренним воздухом. В качестве приточных проемов иногда используют так называемые «аэрационные ворота», раздвижные стены и т. д. Удаление воздуха осуществляется, как правило, через незадуваемые аэрационные фонари в верхней части здания или вытяжные шахты.

В помещениях со значительными тепловыделениями аэрация осуществляется круглогодично. Регулировка количества воздуха производится соответствующим варьированием площади аэрационных проемов или путем изменения степени их открытия (угла). В зданиях с большим числом работающих на закрепленных рабочих местах, а также в помещениях со значительным поступлением влаги аэрацию устраивают только в теплый период времени. В холодный период времени (t < 10 °С), как правило, применяют механическую приточную вентиляцию.

Аэрацию не применяют для помещений с искусственным климатом (в кондиционируемых помещениях), поскольку непосредственная связь воздуха помещения с наружным воздухом помимо системы кондиционирования здесь не допускается. Не рекомендуется применение аэрации и в производственных помещениях с большим количеством выделяющихся вредных веществ (паров, газов и пыли). В этом случае применение аэрации вызвало бы распространение вредных примесей по всему объему помещения, поэтому здесь целесообразно устраивать систему местной механической вытяжной вентиляции (местные отсосы). Такая система позволяет также произвести очистку удаляемого воздуха от вредных веществ, прежде чем выбросить его в окружающую среду.

Не рекомендуется применять аэрацию и в случае, если концентрация пыли и газов в приточном воздухе превышает 30% предельно допустимой концентрации в рабочей зоне. Несоблюдение этого требования может привести к росту концентрации вредных газов, паров и пыли в рабочей зоне.

Аэрация часто применяется совместно с системами механической вентиляции, которая устраивается на постоянных рабочих местах. Механическая вентиляция может быть как приточной (воздушные души), так и вытяжной (местные отсосы и укрытия).

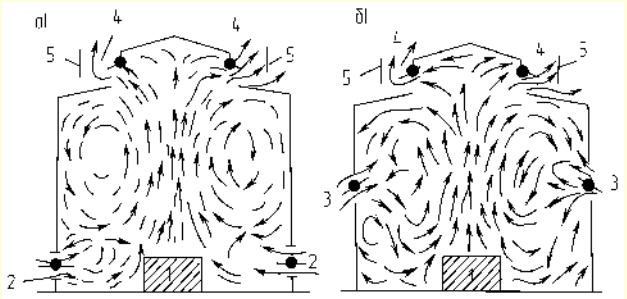


Рис. 4.20. Характер движения воздуха в здании при осуществлении аэрации:
а – в теплый период времени (t > 10 °С);
б – в холодный период времени;
1 — источник тепловыделений; *2* – нижний ярус приточных аэрационных проемов; *3* – верхний ярус приточных аэрационных проемов; *4* – вытяжные аэрационные проемы (незадуваемые фонари); *5* – ветроотбойные плиты

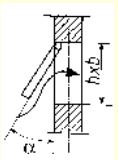
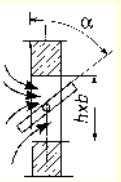
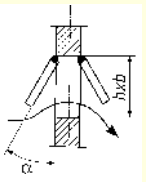
Характер движения аэрационных потоков в помещении определяется наличием, количеством и мощностью источников теплоты. Над источником теплоты образуется конвективная струя, которая устремляется вверх и подсасывает окружающие слои воздуха, увеличиваясь в объеме (рис. 4.20, *а* и *б*). В верхней зоне помещения воздушная струя раздваивается: часть ее удаляется через вытяжные аэрационные проемы, другая, охлаждаясь у наружных более холодных ограждений, опускается вниз и подпитывает конвективную струю.

4.3.1.1. Аэрационные устройства

Приточные аэрационные проемы, служащие для подачи воздуха в помещение, размещаются, как уже отмечалось, в два яруса и представляют собой, как правило, открывающуюся часть световых проемов (окон). В летнее время используется нижняя часть оконных проемов. В холодное время используется верхняя часть оконных проемов или специальные аэрационные проемы. На рис. 4.21 приведены отдельные типы конструкций приточных проемов. Подвеска створок обеспечивает регулировку угла их открытия (изменение коэффициентов местного сопротивления проходу воздуха) и защиту от попадания в помещение атмосферных осадков. Коэффициенты местного сопротивления некоторых типов аэрационных проемов приведены в табл. 4.35.

Таблица 4.35 [6]

Коэффициенты местного сопротивления приточных аэрацнонных проемов

Тип створки	Конструкция створки	$\frac{h}{b}$	Значения ζ; при угле открытия α, °				
			15	30	45	60	90
Одинарная верхне-подвесная		0 0,5 1	30,8 20,6 16	9,2 6,9 5.7	5,2 4 3,7	3,5 3,2 3,1	2,6 2,6 –
Одинарная средне-подвесная		0 1	59 45,3	13,6 11,1	6,6 5,2	3,2 3,2	2,7 2,4
Двойная верхне-подвесная		0,5 1	30,8 14,8	9,8 4,9	5,2 3,8	3,5 3,0	2,4 2,4
Аэрационные ворота	–	–	–	–	–	–	2,4

Спровочник по гидравлике

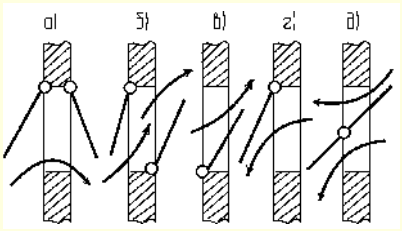


Рис. 4.21. Конструкция приточных аэрационных проемов:
а – створки в окне с двойным остеклением для подачи воздуха непосредственно в рабочую зону помещения в теплый период времени (нижний ярус аэрационных проемов);
б – то же, для подачи воздуха в верхнюю зону помещения в холодный период времени (верхний ярус аэрационных проемов);
в – приточный аэрационный проем в окне с одинарным остеклением; *г* и *д* – верхнеподвесная и среднеподвесная створки

Удаление воздуха из помещения осуществляется через верхнюю часть оконных проемов, незадуваемые аэрационные фонари или вытяжные шахты, снабженные дефлекторами.

Эффективность работы незадуваемого фонаря основана на том, что ветроотбойные щиты образуют в зоне расположения вытяжных аэрационных проемов разрежение, которое предотвращает «опрокидывание вытяжки» и создает устойчивую тягу, способствуя лучшему удалению воздуха. Простейшей конструкцией незадуваемого фонаря является фонарь с ветроотбойными щитами, схема работы которого представлена на рис. 4.22. Усовершенствованные незадуваемые фонари, применяемые в настоящее время, представлены на рис. 4.23.



Рис. 4.22. Незадуваемый фонарь с ветроотбойными щитами:
1 – перекрытие фонаря; *2* – створка вытяжного проема;
3 – ветроотбойный щит; ⊕ – зона повышенного давления;
⊖ – зона разрежения

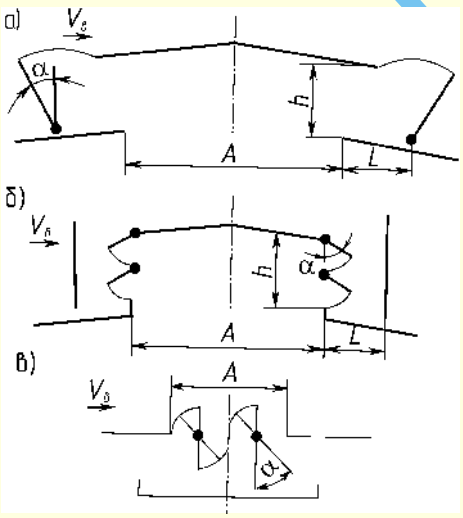


Рис. 4.23. Схема усовершенствованных незадуваемых фонарей:
а – конструкции КТИС; *б* – П-образного с ветроотбойными щитами; *в* – щелевого;
A – ширина проема; *L* – расстояние от жалюзи до ограждения;
α – угол раскрытия створок; *h* – высота фонаря

Коэффициенты местных сопротивлений ζ проемов незадуваемых фонарей приведены в табл. 4.36 (коэффициент местного сопротивления связан с коэффициентом расхода соотношением $\mu = \zeta^{-0,5}$).

Таблица 4.36 [22]

Коэффициенты местных сопротивлений вытяжных аэрационных проемов

Тип фонаря	$\frac{A}{h}$	$\frac{L}{h}$	α,°	ζ
Вытяжной (рис. 4.23*а*)	4	1,1	40	4,3
Приточный П-образный без ветроотбойных щитов (рис. 4.23*б*)	3,3	35	35 70	12,2 6
Вытяжной П-образный без ветроотбойных щитов (рис. 4.23*б*)	3,3	–	35 45 55	8,9 5,9 3,8
Вытяжной П-образный с ветроотбойными щитами (рис. 4.23*б*)	3,3	1,5	35 45 55 70	11,5 9,2 7,1 5,8
Вытяжной П-образный с ветроотбойными щитами (рис. 4.23*б*)	3,3	2	35 45 55	9,4 6,2 5,1
Вытяжной щелевой (рис. 4.23*в*)	–	–	45 75 90	4,3 3,0 2,8

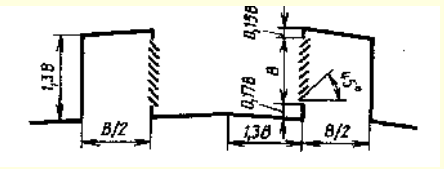
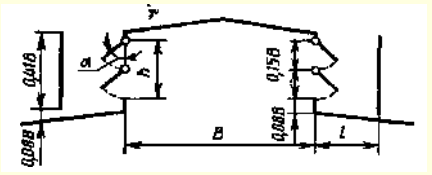
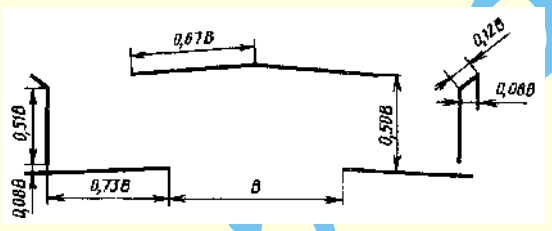
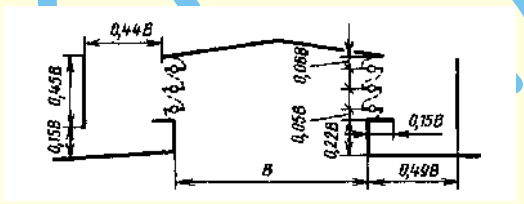
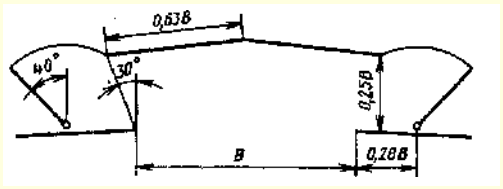
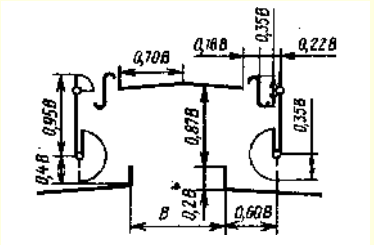
Аэрационная вытяжка может быть организована также через вытяжные шахты, снабженные зонтом или дефлектором. В зависимости от назначения здания, технологии производства, параметров внутреннего и наружного воздуха шахты могут быть утепленными или неутепленными, различаться по форме сечения, материалу изготовления, высоте и т. д. Динамическое воздействие ветра в ряде случаев ухудшает работу вытяжных шахт и даже задувает удаляемый воздух внутрь помещения. Это характерно для помещения с незначительными тепловыделениями и расходами воздуха. (В качестве примера можно привести случаи недостаточной тяги воздуха при использовании печного отопления).

Схемы аэрационных фонарей и элиминаторов, а также их коэффициенты сопротивления представлены в табл. 4.37, а также на диаграммах 1.8.1–17, 1.8.1–18 в разделе 1.

Справочник по гидравлике

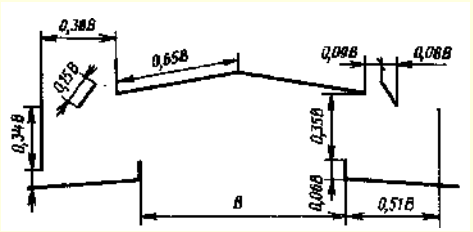
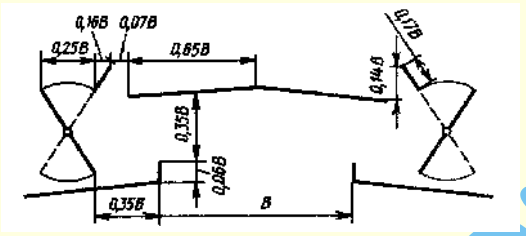
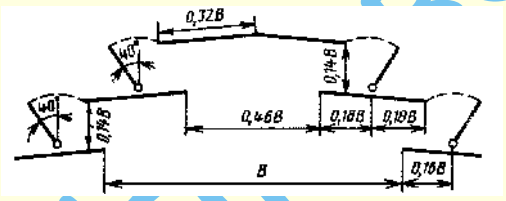
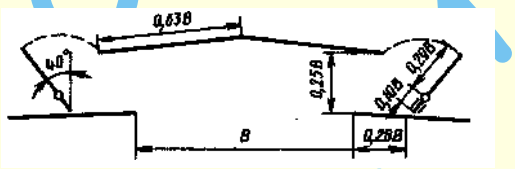
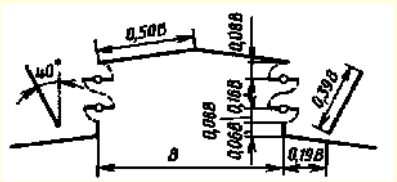
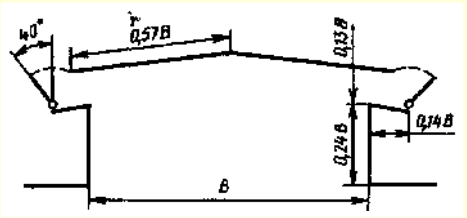
Таблица 4.37

Фонари (аэрационные) различных типов

Тип фонаря и схема	α°	*l/h*	ζ
1	2	3	4
Батурина-Брандта с решеткой 	45	1,3	6,5
То же со створками 	80	1,3	6,8
ЛД-4 	0	1,46	8,3
ЛЕН ПСП с двумя створками	80	1,49	3,9
То же с тремя створками 	80	1,49	3,9
КТИС 	40	1,12	4,3
МИОТ-2	0	0,69	9,0
МИОТ-2а 	0	0,86	5,8

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.37

1	2	3	4
ПСК-1 	0	1,45	5,3
ПСК-2 – при летнем режиме ПСК-2 – при зимнем режиме 	–	1,0 1,0	5,1 8,6
Двухъярусный 	40	1,12	4,2
Гипротиса 	40	1,12	4,6
Рюкина – Ильинского 	40	0,58	4,3
Фонарь-здание 	40	1,12	3,3

Справочник по гидравлике

Дефлекторы

Для усиления тяги под воздействием ветра эффективным устройством служит **дефлектор.** Дефлекторы различных типов нашли широкое применение на транспортных средствах, в жилых и общественных зданиях, на предприятиях промышленности.

Схема дефлектора, разработанного ЦАГИ, и принцип его работы показаны на рис. 4.24. При любом направлении ветра дефлекторы обеспечивают устойчивую зону разрежения в устье вытяжной шахты и, таким образом, непрерывную и эффективную работу вытяжных устройств. Эффективность работы дефлектора определяется его формой, высотой расположения и скоростью ветра. Чем большее сопротивление оказывает дефлектор потоку обтекающего его воздуха, тем большее разрежение создается в устье вытяжной шахты – раструбе дефлектора. С этой точки зрения наиболее эффективными конструкциями дефлекторов должны быть те, которые имеют неудобообтекаемую форму корпуса – прямоугольную, квадратную, звездообразную. Наибольшее же распространение получили дефлекторы ЦАГИ с цилиндрическим корпусом, что обусловлено простотой их изготовления и меньшим влиянием направления ветра на создаваемое разрежение.

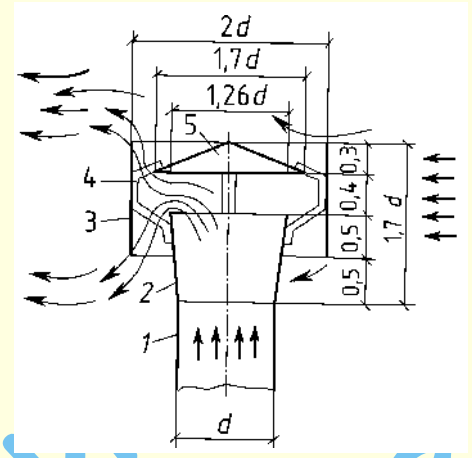
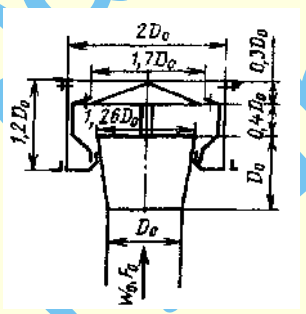
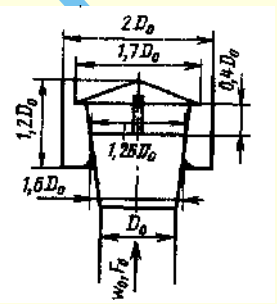
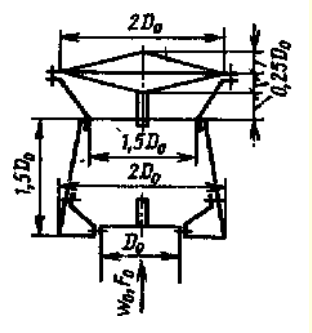


Рис. 4.24. Дефлектор ЦАГИ:
1 – патрубок; *2* – диффузор; *3* – корпус дефлектора; *4* – лапки для крепления зонта-колпака; *5* – зонт-колпак

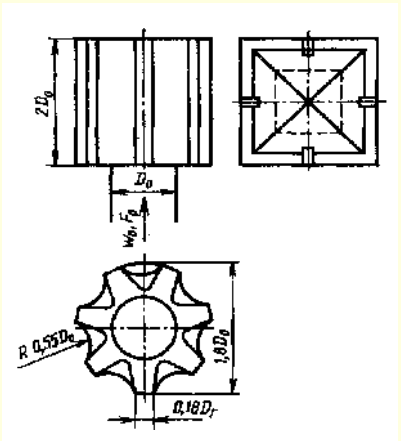
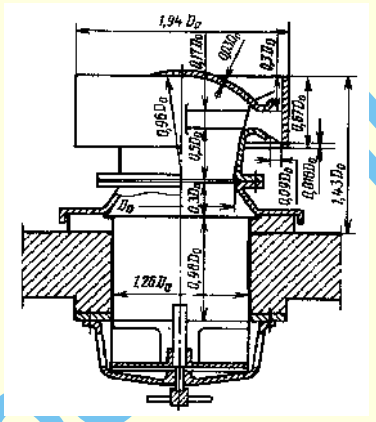
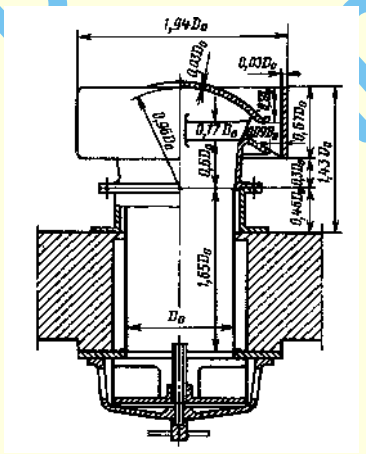
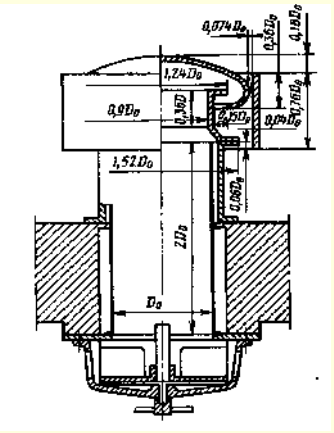
Таблица 4.38

Дефлекторы

Тип дефлектора	Схема	Коэффициент местного сопротивления ζ
1	2	3
ЦАГИ, круглый		ζ = 0,64
ЦАГИ, квадратный:		остроугольный, ζ = 0,7; с цилиндрическим кожухом, ζ = 0,65
Григоровича		ζ = 1,04

Справочник по отоплению

Продолжение таблицы 4.38

1	2	3
Шанар-Этуаль		ζ = 1,0
ЦАГИ, унифицированный для вагонов без переходного патрубка		ζ = 1,4 (без крышки) ζ = 3,0 (с крышкой)
ЦАГИ, унифицированный для вагонов с переходным патрубком		ζ = 2,6 (с крышкой)
Чеснокова		ζ = 10,6 (без крышки) ζ = 11,6 (с крышкой)

Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем

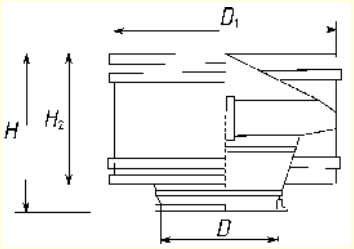
Дефлектор ЦАГИ цилиндрической формы представлен на рис. 4.24. Номер стандартного дефлектора соответствует диаметру цилиндрического выходного патрубка в дециметрах. На чертеже все размеры элементов конструкции дефлектора указаны в долях диаметра его патрубка.

В табл. 4.38 представлены схемы и коэффициенты сопротивления различных типов дефлекторов.

Санкт-Петербургским Вентиляционным заводом "Лиссант" выпускаются дефлекторы в соответствии со стандартным диаметром вентиляционных шахт. Дефлекторы имеют номера от 3 до 10, которые соответствуют наружному диаметру шахты.

Таблица 4.39

Номенклатура дефлекторов серии 5.904-51 фирмы «Лиссант» г. Санкт-Петербург



Номер дефлектора	Обозначение	Размеры, мм			
		D	D_1	H	H_2
3	Д315.00.000	315	510	450	300
4	–01	400	730	640	430
5	–02	500	950	840	550
6	–03	630	1190	980	680
7	Д710.00.000	710	1320	1027	780
8	–01	800	1530	1285	920
9	–02	900	1750	1542	1060
10	–03	1000	2000	1764	1220

В [50] предлагается диаметр патрубка дефлектора ЦАГИ определять по формуле

$$d = 0,0118\sqrt{\frac{Q}{V_д}}. \qquad (4.59)$$

Скорость воздуха в патрубке дефлектора при учете только ветрового давления определяют по формуле

$$V_д = \sqrt{\frac{0,4V_в^2}{1,2+\Sigma\zeta+0,02\frac{l}{d}}}, \qquad (4.60)$$

а с учетом ветра и гравитационного давления – по формуле

$$V_д = \sqrt{\frac{0,4V_в^2+1,6p}{1,2+\Sigma\zeta+0,02\frac{l}{d}}}, \qquad (4.61)$$

где $V_в$ – скорость ветра, м/с;

$\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местного сопротивления вытяжного воздуховода, при его отсутствии $\zeta = 0,5$ (вход в патрубок дефлектора);

l – длина патрубка дефлектора или вытяжного воздуховода, м;

p – гравитационное (тепловое) давление, $p = hg(\rho_н - \rho_в)$, Па.

Скорость движения воздуха в патрубке дефлектора составляет приблизительно 0,2÷0,4 скорости ветра:

$$V_д = (0,2 \div 0,4)V_в. \qquad (4.62)$$

Зависимости относительного разрежения, создаваемого дефлекторами различных типов от относительной скорости движения воздуха в дефлекторе, называемые **аэродинамическими характеристиками дефлекторов**, приведены на рис. 4.25. По оси ординат отложено относительное разрежение (относительная тяга), создаваемое дефлектором

$$\bar{p}_д = \frac{p_{dд}}{p_{dв}}, \qquad (4.63)$$

где $p_{dв}$ – динамическое давление (скоростной напор) ветра, $p_{dв} = \rho_н\frac{V_в^2}{2}$, Па;

$p_{dд}$ – динамическое давление в патрубке дефлектора, $p_{dд} = \rho_в\frac{V_д^2}{2}$,

По оси абсцисс отложена относительная скорость $\bar{V} = \frac{V_д}{V_в}$ – отношение скорости воздуха в вытяжном патрубке дефлектора к скорости ветра.

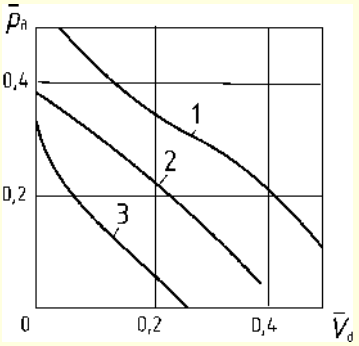


Рис. 4.25. Аэродинамические характеристики дефлекторов различных конструкций:
1 – круглый; *2* – квадратный; *3* – звездообразный

Относительные потери давления в вытяжном воздуховоде и дефлекторе определяются как отношение потерь давления к скоростному напору ветра:

$$\bar{p}_w = \frac{p_w}{\rho\frac{V_в^2}{2}} = \frac{\left(\Sigma\zeta+\lambda\frac{l}{d}\right)\frac{\rho V_д^2}{2}}{\rho\frac{V_в^2}{2}} =$$

$$= \left(\Sigma\zeta+\lambda\frac{l}{d}\right)\frac{V_д^2}{V_в^2} = \left(\Sigma\zeta+\lambda\frac{l}{d}\right)\bar{V}_д'^2, \qquad (4.64)$$

где l, d, ζ – длина, диаметр и сумма коэффициентов потерь напора в вытяжном воздуховоде и дефлекторе.

Справочник по гидравлике

Пользуясь аэродинамической характеристикой дефлектора, можно произвести расчет дефлектора: определить расход воздуха через вытяжную трубу или подобрать диаметр трубы при заданном расходе. Задачи эти решают, как правило, графическим путем: на одном графике строятся аэродинамическая характеристика дефлектора и характеристика вытяжной сети в виде зависимости относительных потерь давления в сети от относительной скорости (рис. 4.26). Точка пересечения этих кривых даст координаты искомого значения относительной скорости, по которому легко определить расход воздуха через вытяжную трубу:

$$Q = V_д S = V_в \bar{V} S\,, \qquad (4.65)$$

где S – площадь сечения вытяжного воздуховода.

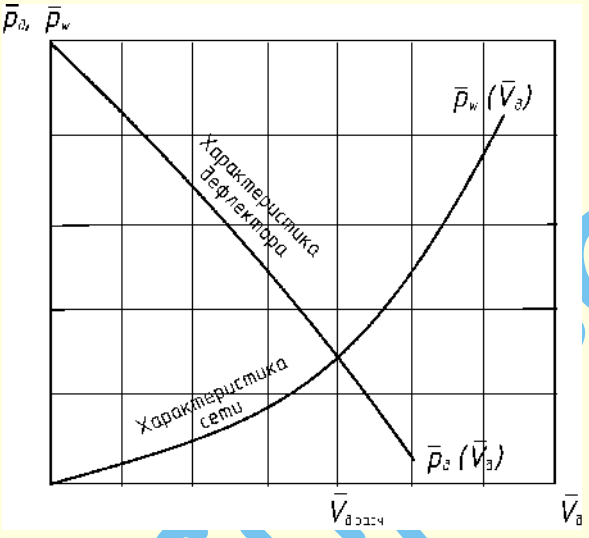


Рис. 4.26. К расчету дефлектора

По известной скорости ветра $V_в$ определяют его скоростной напор $p_{dв} = \rho_н \frac{V_в^2}{2}$. Затем по графику (рис. 4.26) находят величину $\bar{p}_д$, по которой определяют разрежение, создаваемое дефлектором:

$$p_д = \bar{p}_д p_{dв} = \bar{p}_д \frac{\rho_н V_в^2}{2}\,. \qquad (4.66)$$

Располагаемое давление при расчете вытяжных шахт, снабженных дефлекторами, определяется по выражению

$$\Delta p_ш = p_0 - p_д, \qquad (4.67)$$

где p_0 – давление в помещении, определяемое по его воздушному балансу при расчете аэрации.

Диаметр дефлектора ЦАГИ рекомендуется подбирать с использованием номограммы (рис. 4.27).

Дефлекторы рекомендуется устанавливать в наиболее высоких точках, непосредственно обдуваемых ветром. Нельзя ставить дефлекторы в зоне подпора ветра, например перед стеной, на которую направлен ветер, вблизи выступающих брандмауэров и т. п., так как в этих условиях возможно опрокидывание тяги, т. е. задувание наружного воздуха внутрь помещения. Не следует также устанавливать дефлекторы между высокими зданиями (в аэродинамической тени).

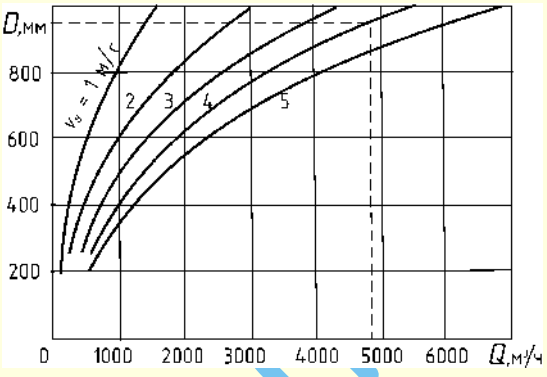


Рис. 4.27. Номограмма для подбора дефлектора ЦАГИ

Пример 4.9. [22]

Определить разрежение, создаваемое круглым дефлектором ЦАГИ при скорости ветра $V_в$ = 4 м/с, если диаметр дефлектора $d_д$ = 900 мм, количество удаляемого воздуха $G_у$ = = 4000 кг/ч, его температура $t_у$ = 35 °С, температура наружного воздуха $t_н$ = 10 °С.

Решение. Определяем скорость воздуха в патрубке дефлектора:

$$V_у = \frac{4G_у}{3600\rho_у \pi d_д^2}\,,$$

где $\rho_у$ – плотность удаляемого воздуха, которую определим из уравнения состояния газа при условии, что давление p = = 760 мм. рт. ст. = 101325 Па, газовая постоянная для воздуха R = 287 Дж/кг · К, температура удаляемого воздуха T = = 273 + 35 = 308 К, плотность удаляемого воздуха

$$\rho_у = \frac{p}{RT} = \frac{101325}{287 \cdot 308} = 1{,}146 \text{ кг/м}^3,$$

$$V_у = \frac{4 \cdot 4000}{3600 \cdot 1{,}146 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}9^2} = 1{,}52 \text{ м/с}\,.$$

Относительная скорость воздуха в дефлекторе

$$\bar{V}_{деф} = \frac{V_у}{V_в} = \frac{1{,}52}{4} = 0{,}38\,.$$

Из графика аэродинамической характеристики дефлектора ЦАГИ (рис. 4.25, кривая *1*) находим $\bar{p} = 0{,}22$.

Плотность наружного воздуха

$$\rho_н = \frac{101325}{287 \cdot 283} = 1{,}247 \text{ кг/м}^3\,.$$

Разрежение, создаваемое дефлектором,

$$p_д = \bar{p}_д p_{dв} = \bar{p}_д \frac{\rho_н V_в^2}{2} = 0{,}22 \frac{1{,}247 \cdot 4^2}{2} = 2{,}2 \text{ Па}.$$

4.3.1.2. Методы расчета аэрации

Естественный воздухообмен имеет случайную составляющую. Случайным образом, например, меняются с течением времени распределение давлений и температура внутреннего воздуха, скорость и направление ветра, определяющие параметры воздушного потока через специально предусмотренные аэрационные устройства, а также неплотности огра-

Справочник по гидравлике

ждающих конструкций. Параметры, влияющие на формирование воздухообмена, случайным образом изменяют свое значение в зависимости от времени и пространственной координаты.

В этом вопросе важно знать влияние определяющих параметров на формирование воздухообмена. Он, как известно, зависит от перепадов давлений между внутренним и наружным воздухом:

$$\Delta p_i = p_{ni} - p_{bi}, \qquad (4.68)$$

где p_{ni} и p_{bi} – соответственно давление наружного и внутреннего воздуха на i-м уровне относительно плоскости сравнения.

Существует несколько способов определения перепадов давлений для расчета естественного воздухообмена, среди которых в первую очередь следует выделить:

– метод условного нуля,
– метод фиктивных давлений,
– метод нейтральной зоны,
– метод избыточного давления.

Все способы основаны на одних и тех же физических предпосылках и отличаются, в основном, выбором условной точки отсчета избыточных давлений. Каждый из них обладает определенными достоинствами и, в зависимости от условий (параметров наружного и внутреннего воздуха, геометрии расположения неплотностей, их размеров и т. д.), может оказаться предпочтительным или малопригодным при расчетах различных вариантов аэрации.

В общем случае распределение перепада давления Δp_i представляет собой сложную функцию. Приемы графического изображения эпюр давления методами условного нуля и нейтральной зоны, избыточных и фиктивных давлений допускают линейную зависимость Δp_i по высоте здания [5, 6, 22, 32].

Метод условного нуля [6] эффективен при расчете аэрации многопролетных зданий. Здесь за нуль принимается геометрическое место точек, где Δp_i имеет минимальное значение. Эта зона, например, для гравитационных давлений помещается снаружи здания на уровне среза вытяжной шахты.

В **методе фиктивных давлений** [32] пренебрегают распределением наружного давления $p_н$ (отсутствие ветра) и предполагают постоянство давления внутреннего воздуха по высоте помещения ($p_в = p_x$). Зная площади отверстий, задаваясь коэффициентами расхода и аэродинамическими параметрами для каждого из них, а также указывая зоны инфильтрации и эксфильтрации, составляют уравнение материального баланса. Решая его, находят p_x. Затем определяют расходы воздуха по каждому отверстию.

Массовый расход газа, проходящего через отверстие любой формы, может быть определен по уравнению

$$M = \rho Q = \rho\mu S\sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} = \mu S\sqrt{2\rho\Delta p}, \ [\text{кг/с}] \qquad (4.69)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м^3,
Q – объемный расход воздуха через отверстие м^3/с;
μ – коэффициент расхода для данного отверстия, зависящий от числа Рейнольдса и формы отверстия (см. главу 1),
S – площадь отверстия, м^2,
Δp – перепад давления между входом и выходом, Па,
γ – удельный вес воздуха, Н/м^3.

Следовательно, для расчета количества воздуха, проходящего через любые отверстия, необходимо знать площадь сечения этого отверстия, его коэффициент расхода, плотность воздуха и перепад давлений по обе стороны отверстия. Коэффициент расхода можно рассчитать, определив коэффициент местного сопротивления по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}. \qquad (4.70)$$

При расчете неорганизованного воздухообмена, т. е. определении количества воздуха, проникающего через поры в строительном материале ограждающих конструкций или через трещины и другие неплотности, имеющиеся в стенах, следует учитывать, что движение воздуха в этих отверстиях, как правило, не будет турбулентным и потери давления не будут пропорциональны квадрату скорости. Поэтому уравнение для расчета массового расхода воздуха (4.69) будет в общем случае иметь вид:

$$M = \mu S \cdot \sqrt[n]{2\Delta p\rho} \qquad (4.71)$$

где $n = 1$ для пор и $2 > n > 1$ для неплотностей (значения коэффициентов расхода можно найти в [31]. Таким образом, при известном перепаде давлений по обеим сторонам ограждающей конструкции здания определение расхода воздуха через любое отверстие ограждения не представляет особых трудностей, поскольку, как правило, плотность воздуха, коэффициенты расхода и площади сечения отверстий – величины заданные. Отсюда видно, как важны вопросы расчета давлений на поверхности ограждений зданий и сооружений, и особенно при организации естественного воздухообмена.

Методы нейтральной зоны и избыточного давления применяются преимущественно в расчетах при действии гравитационных давлений Δp_i; В методе нейтральной зоны давление в помещении условно принято за нуль, в методе избыточного давления эпюра давления внутреннего воздуха строится относительно давления наружного воздуха.

Наиболее простой и наглядный способ построения эпюр давления воздуха на ограждения здания предложен в **методе нейтральной зоны** [6]. Прежде всего, строятся эпюры давления в случае отсутствия ветра. При этом давление будет определяться действием только гравитационных сил. Статическое давление воздуха на любой высоте здания определяется уравнением

$$p = \rho g h, \qquad (4.72)$$

где h – высота точки над поверхностью земли.

При $h < 100$ м изменением плотности воздуха по высоте можно пренебречь. Если принять за условный нуль статическое давление в самой верхней точке здания, где давление минимально, то эпюра давления при действии гравитационных сил снаружи здания будет иметь форму треугольника с высотой $h = H_{зд}$ и основанием – избыточным давлением у поверхности земли, т. е. $p_н = \rho_н g h$ (рис. 4.28), где $\rho_н$ – плотность наружного воздуха. Очевидно, что эпюра статического давления на все вертикальные наружные поверхности зданий будет одной и той же. При построении эпюры статического давления на внутренние поверхности здания принято, что температура воздуха внутри помещения $t_в$ больше температуры наружного воздуха $t_н$. Это характерно для большинства зданий промышленных предприятий, поскольку в

Справочник по гидравлике

холодный период времени работает система отопления здания, а в летний – температура внутреннего воздуха, как правило, выше наружного за счет тепловыделений от людей, работающего оборудования и т. д. В соответствии с этим допущением $\rho_в < \rho_н$.

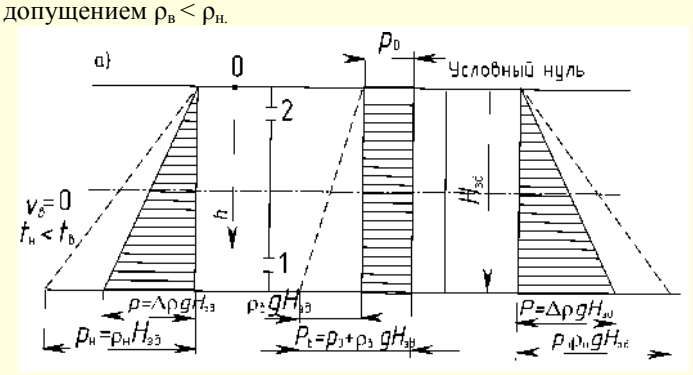


Рис. 4.28. Эпюры аэростатического давления на внутреннюю и наружную поверхности ограждения здания:
а – построенные относительно условного нуля; *б* – построенные по способу «нейтральной зоны» с воздушными проемами; *1* – приточный; *2* – вытяжной

Эпюра давления в помещении будет иметь форму трапеции, верхнее основание которой p_0 – есть некоторое избыточное давление воздуха, обусловленное целым рядом факторов: теплонапряженностью помещения, числом приточных и вытяжных проемов и площадью их живого сечения, наличием и производительностью системы механической вентиляции. Статическое давление воздушного столба в помещении определяется произведением $\rho_н g H_{зд}$. Таким образом, нижнее основание трапеции эпюры давлений есть сумма

$$p_в = \rho_в g H_{зд} + p_0. \qquad (4.73)$$

Если принять теперь за условную точку отсчета давление p_0 в помещении и вычесть из эпюры внешнего статического давления треугольник, характеризующий изменение внутреннего статического давления по высоте помещения, то со всех сторон здания получим заштрихованные прямоугольные треугольники (рис. 4.28*а*) с основанием

$$p = (\rho_н - \rho_в) g H_{зд} = \Delta\rho g H_{зд}. \qquad (4.74)$$

Под действием ветра на наветренных поверхностях здания возникает избыточное давление, а на заветренных поверхностях – разрежение.

Рассмотрим схему обтекания потоком воздуха отдельно стоящего здания (рис. 4.29). При набегании на здание потока воздуха его нижние слои затормаживаются, кинетическая энергия потока переходит в потенциальную и статическое давление по мере приближения к зданию увеличивается. Максимального значения статическое давление достигает на наветренной поверхности здания. Возмущение, вносимое зданием, захватывает сравнительно небольшую область в поперечном сечении потока. Вне этой области течение остается практически невозмущенным. Обтекание здания происходит как бы в прямоугольном канале со стенками, поставленными вдоль линий тока в невозмущенной области. Вследствие стеснения потока зданием скорость ветра вдоль крыши и сбоку здания будет больше, чем в невозмущенном потоке. Полную энергию вдоль потока можно принять неизменной, следовательно, увеличение скорости потока происходит за счет его потенциальной энергии. В результате на боковых поверхностях здания и над ним образуется пониженное давление. Кроме того, обтекающий поток эжектирует воздух с заветренной стороны здания, где давление также уменьшается.

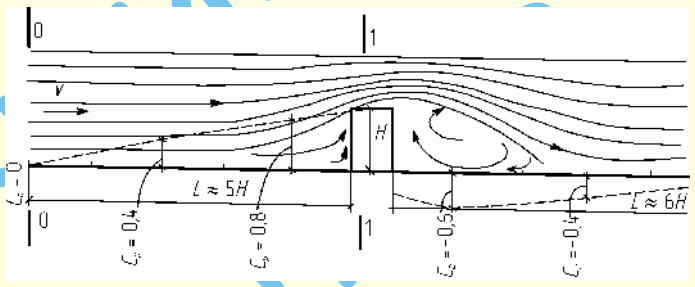


Рис. 4.29. Схема обтекания здания воздушным потоком

Распределение давлений на поверхностях здания зависит от его формы, направления ветра, а также рельефа местности и влияния близко расположенных зданий.

Избыточное статическое давление p_s, Па, в той или иной точке на поверхности здания пропорционально динамическому давлению невозмущенного потока перед зданием:

$$p_s = C_p \frac{\rho V^2}{2}. \qquad (4.75)$$

Коэффициент пропорциональности в этом выражении C_p называют **аэродинамическим коэффициентом давления**. Значение аэродинамического коэффициента давления показывает, какая доля кинетической энергии потока переходит в потенциальную. Из выражения (4.74) можно получить формулу для его определения:

$$C_p = \frac{p_s}{\frac{\rho V^2}{2}}, \qquad (4.76)$$

согласно которой аэродинамический коэффициент давления численно равен отношению избыточного статического давления в данной точке на поверхности здания к скоростному напору (динамическому давлению) набегающего потока воздуха.

Аэродинамические коэффициенты давления определяют продувкой в аэродинамической трубе моделей зданий. Значение аэродинамических коэффициентов давления остается неизменным при изменении скорости ветра и масштаба модели. Для определения аэродинамического коэффициента давления выделим струю набегающего потока и напишем для ее сечений 0–0 и 1–1 (рис. 4.29) уравнение энергии (уравнение Бернулли):

Справочник по гидравлическим

$$p_{s0} + \frac{\rho V_0^2}{2} = p_{s1} + \frac{\rho V_1^2}{2} \qquad (4.77)$$

где p_{s0} и p_{s1} – статическое давление в сечениях 0–0 и 1–1, Па; V_0 и V_1 – скорости в струе в тех же сечениях, м/с.

Если статическое давление в сечении 0–0, расположенном на большом расстоянии от здания, принять за нуль, то избыточное статическое давление в сечении 1-1 составит:

$$\Delta p_{s1} = p_{s1} - p_{s0} = \frac{\rho V_0^2}{2}\left(1 - \frac{V_1^2}{V_0^2}\right). \qquad (4.78)$$

Выражение в скобках есть значение аэродинамического коэффициента давления в сечении 1–1:

$$1 - \frac{V_1^2}{V_0^2} = C_{\text{р}}. \qquad (4.79)$$

Если $V_0 < V_1$, то $C_p < 0$; если $V_0 > V_1$ то $C_p > 0$, при $V_1 = 0$ значение $C_p = 1$.

Для наиболее распространенной формы здания (параллелепипед) аэродинамические коэффициенты находятся в следующих пределах: на фасаде с наветренной стороны здания C_p =0,4 ÷ 0,8, на фасаде с заветренной стороны здания C_p = = – 0,3 ÷ – 0,6.

При совместном действии на здание ветра и гравитационных сил внешнее давление в любой точке на поверхности здания может быть выражено следующим уравнением:

$$p_{\text{п}} = C_{\text{р}} \frac{\rho_{\text{н}} V^2}{2} + gh(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) \qquad (4.80)$$

Внутреннее давление в помещении определяется внешними давлениями, воздействующими на здание, и аэродинамическими характеристиками путей перемещения воздуха. Решение задачи о воздушном режиме здания, рассматривается в специальной литературе [42, 47].

Эпюра давлений воздуха на внутренние поверхности здания будет иметь вид прямоугольника со сторонами p_0 и $H_{\text{зд}}$. Полученные заштрихованные фигуры (треугольник и прямоугольник) являются расчетными эпюрами избыточного давления в случае, когда действуют только силы гравитации.

При построении эпюр статического давления на внутренние поверхности ограждений плотность воздуха в помещении $\rho_{\text{в}}$ принята постоянной (для упрощения), что часто не соответствует действительным условиям. Как правило, проектируя системы естественной вентиляции, учитывают, что температура уходящего воздуха $t_{\text{ух}}$ выше, чем температура воздуха в рабочей зоне, а разность этих температур тем больше, чем выше теплонапряженность помещения. В этом случае эпюры давлений будут иметь более сложный характер.

Если далее суммировать геометрически эпюры избыточного давления на наружные ($p = \Delta\rho g H_{\text{зд}}$) и внутренние поверхности (p_0), то результирующая эпюра примет форму двух треугольников, построенных на общей вертикали h (рис. 4.28*б*). Точка пересечения вертикальной и наклонной линий позволяет судить о положении так называемой «нейтральной зоны», т. е. высоте сечения помещения, в котором разность давлений снаружи и внутри здания равна нулю. Ниже нейтральной зоны $\rho_{\text{н}} > \rho_{\text{в}}$ и наружный воздух будет проникать внутрь помещения; выше нейтральной зоны $\rho_{\text{в}} > \rho_{\text{н}}$ и воздух будет удаляться из помещения. Таким образом, через отверстие *1* (рис. 4.28) будет наблюдаться приток воздуха в помещении (инфильтрация); через отверстие *2* – вытяжка воздуха (эксфильтрация).

Рассмотрим теперь эпюры давления на наружные ограждения при действии только ветра. Такая ситуация возникает при равенстве температур снаружи и внутри помещения, следовательно, и равенстве статического давления по высоте с обеих сторон ограждения и $V > 0$.

Как отмечалось выше, набегающий поток будет создавать избыточное давление на наветренной наружной поверхности ограждения и разрежение – на заветренной. Эпюры давления при действии ветрового давления на здание изображены на рис. 4.30*а*.

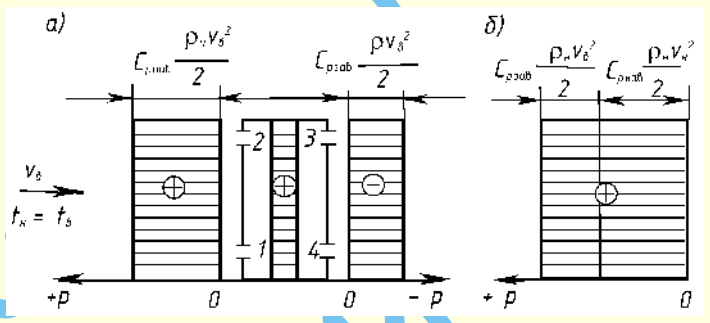


Рис. 4.30. Эпюры давления на наружную поверхность ограждения здания при действии ветра:
а – с наветренной и заветренной сторон здания; *б* – совмещенная; *1, 2, 3, 4* – воздушные проемы

Если принять за условный нуль давление на заветренной стороне, тогда избыточное (по отношению к выбранному условному нулю) давление на наветренной стороне здания можно рассчитать (рис. 4.30*б*) по формуле

$$p_{\text{в}} = (C_{p\ \text{нав}} - C_{p\ \text{зав}})\rho_{\text{н}} \frac{V_{\text{в}}^2}{2}, \qquad (4.81)$$

а среднее по поверхности здания избыточное (по отношению к давлению в невозмущенном потоке) статическое давление, обусловленное динамическим воздействием ветра, определится выражением

$$p_{\text{в}} = 0{,}6\ \rho_{\text{н}} \frac{V_{\text{в}}^2}{2}. \qquad (4.82)$$

При расчете количества воздуха, проникающего внутрь здания или выходящего из него через проемы в ограждающих конструкциях (*1*, *2*, *3*, *4* на рис. 4.30*а*), требуются данные для расчета аэродинамических коэффициентов давления в местах расположения этих проемов. При их отсутствии необходимы экспериментальные исследования на моделях. Избыточное давление в этих случаях находится как

$$p_{\text{в}} = (C_{pi} - C_{p\min})\rho_{\text{н}} \frac{V_{\text{в}}^2}{2}, \qquad (4.83)$$

где C_{pi} – аэродинамический коэффициент давления в i-й точке на поверхности здания; $C_{p\min}$ – минимальное значение C_{pi} для данного здания.

Суммарное воздействие на здание статического и ветрового давлений получают путем геометрического сложения эпюр этих давлений. Пример построения такой суммарной эпюры представлен на рис. 4.31.

Справочник гидравлику

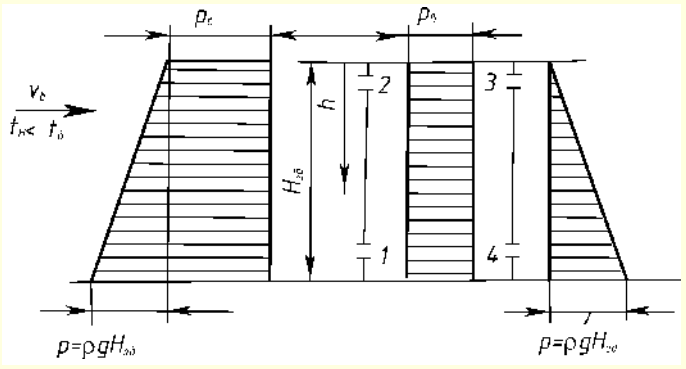


Рис. 4.31. Суммарная эпюра давления при совместном действии гравитационных сил и динамического давления ветра:
1, *2*, *3*, *4* – воздушные проемы

В тех случаях, когда здание состоит из помещений различной высоты и средняя температура воздуха в этих помещениях неодинакова, эпюры давлений будут иметь еще более сложный характер. На рис. 4.32 приведены эпюры давлений для двухпролетного здания с различной высотой пролетов. За условный нуль принята самая верхняя точка здания, расположенная на уровне вытяжной шахты с дефлектором *4*. Отверстия в ограждающих конструкциях обозначены номерами. На эпюрах выделены давления на уровне этих отверстий. Температура воздуха в помещениях принята одинаковой и выше температуры наружного воздуха. Ветровое давление по высоте помещений различно, так как различны величины аэродинамических коэффициентов.

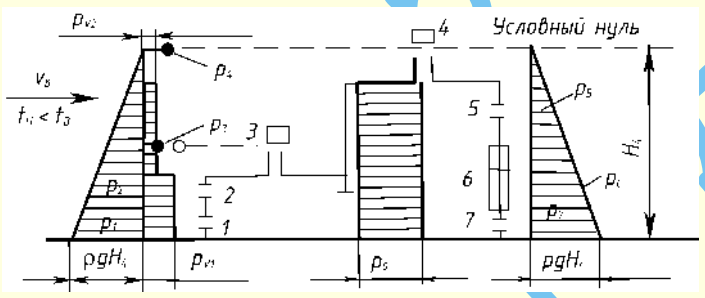


Рис. 4.32. Расчетная эпюра давления однопролетного цеха с помещениями различной высоты и одинаковой средней температурой воздуха в них:
1, *2*, *5*, *6*, *7* – воздушные проемы; *3*, *4* – дефлекторы

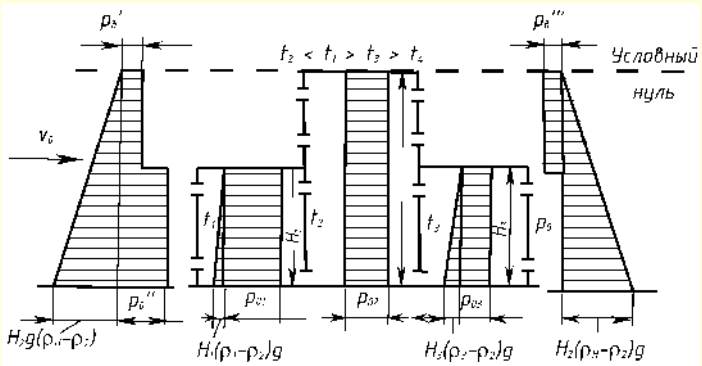


Рис. 4.33. Эпюра давления для разновысотного трехпролетного здания с различными средними температурами воздуха в пролетах

На рис. 4.33 представлены эпюры давлений с наветренной и заветренной сторон разновысотного трехпролетного здания. При их построении принято, что температура воздуха по высоте пролетов постоянна. За условный нуль принято давление на уровне кровли наиболее высокого пролета *2*. Избыточные давления снаружи здания представляют собой сумму статического давления, рассчитываемого по уравнению $p = (\rho_н - \rho_2)\, gH_2$, и динамического давления ветра (заметим, что разность плотностей воздуха определяется относительно пролета *2* с наиболее высокой температурой и, следовательно, минимальной плотностью воздуха). Так как аэродинамические коэффициенты для наветренных поверхностей пролетов *1* и *2* различны, будут отличаться и давления ветрового потока $p_в'$ и $p_в''$. Значения $p_в$ для наружных сторон пролетов *2* и *3* по этой же причине будут отличны друг от друга.

Если температура в различных помещениях неодинакова, то во внутренних проемах, соединяющих помещения, возникает циркуляция воздуха, поскольку существуют перепады давлений, определяемые выражениями: $gH_1(\rho_1 - \rho_2)$, $gH_3(\rho_3 - \rho_2)$. Постоянное избыточное давление будет в пролете *2* с наиболее высокой температурой воздуха. Здесь эпюра давления имеет форму прямоугольника со сторонами H_2, p_{02}.

Эпюры статического давления в пролетах *1* и *3* будут иметь форму трапеций с верхним основанием p_{01} и p_{03} и нижним $[p_{01} + H(\rho_1 - \rho_2)\, g]$ и $[p_{03} + H_3\, (\rho_з - \rho_2)\, g]$ соответственно.

Перемещение воздуха между пролетами с различной температурой должно быть учтено в расчетах аэрации при составлении воздушных балансов помещений.

4.3.2. Канальные системы естественной вентиляции

Канальными системами естественной вентиляции называются системы, в которых подача наружного воздуха или удаление загрязненного осуществляется по специальным каналам, предусмотренным в конструкциях здания, или приставным воздуховодам. Воздух в этих системах перемещается вследствие разности давлений наружного и внутреннего воздуха.

4.3.2.1. Принципиальная схема и конструктивные элементы канальной системы естественной вентиляции

В системах естественной вентиляции величина располагаемого давления, которое расходуется на преодоление сопротивления движению воздуха по каналам и другим элементам системы, незначительна и непостоянна. Потому приточную канальную вентиляцию с естественным побуждением в настоящее время почти не применяют.

Вытяжная естественная канальная вентиляция осуществляется преимущественно в жилых и общественных зданиях для помещений, не требующих воздухообмена больше однократного. В производственных зданиях согласно СНиП 2.04.05–86 естественную вентиляцию следует проектировать, если она обеспечит нормируемые условия воздушной среды в помещениях и если она допустима по технологическим требованиям.

Вытяжная естественная канальная вентиляция (рис. 4.34) состоит из вертикальных внутристенных или приставных ка-

Справочник по гидравлике

налов с отверстиями, закрытыми жалюзийными решетками, сборных горизонтальных воздуховодов и вытяжной шахты. Для усиления вытяжки воздуха из помещений на шахте часто устанавливают специальную насадку–дефлектор. Загрязненный воздух из помещений поступает через жалюзийную решетку в канал, поднимается вверх, достигает сборных воздуховодов и оттуда выходит через шахту в атмосферу.

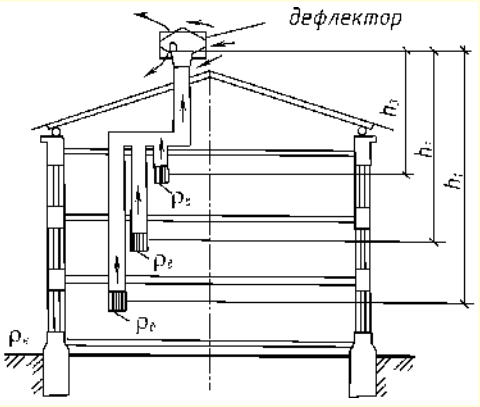


Рис. 4.34. Схема вытяжной естественной канальной вентиляции

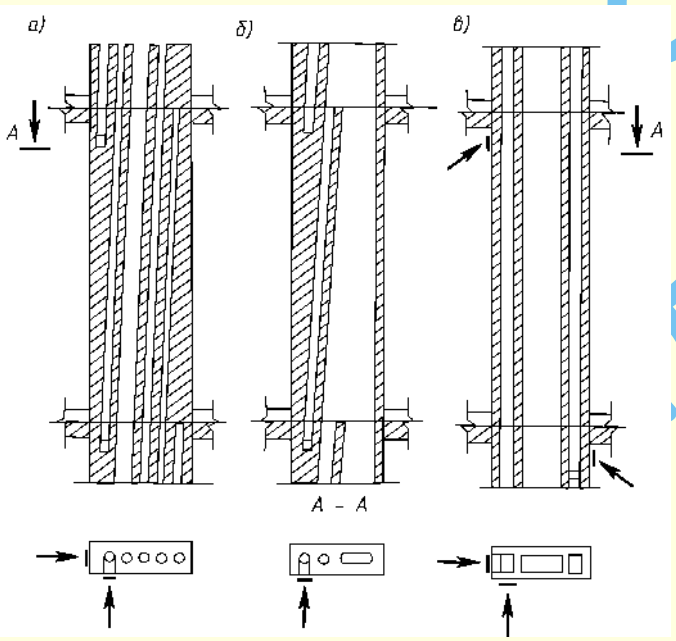


Рис. 4.35. Индустриальные вентиляционные блоки:
а – с обособленными наклонными каналами; *б* – с наклонным перепускным каналом; *в* – с двумя каналами-спутниками

Вытяжка из помещений регулируется жалюзийными решетками в вытяжных отверстиях, а также дроссель-клапанами или задвижками, устанавливаемыми в сборном воздуховоде и в шахте.

Каналы и воздуховоды. В настоящее время изготовляют специальные вентиляционные панели или блоки с каналами круглого, прямоугольного или овального сечения. Наиболее рациональной формой сечения канала и воздуховода следует считать круглую, так как по сравнению с другими формами она при той же площади имеет меньший периметр, а следовательно, и меньшую величину сопротивления трению.

В современных крупнопанельных зданиях вентиляционные каналы изготовляют в виде специальных блоков или панелей из бетона, железобетона и других материалов. Вентиляционные блоки для зданий с числом этажей до пяти изготовляют с отдельными каналами для каждого этажа (рис. 4.35*а*), а для зданий с числом этажей пять и более, с целью сокращения площади, занимаемой каналами, выполняют по схеме с перепуском через один или несколько этажей. Такие блоки имеют сборный канал большого сечения, к которому подключаются вертикальные каналы из этажей (рис. 4.35, *б* и *в*). Устройство самостоятельных каналов из каждого помещения обеспечивает пожарную безопасность вентиляционных систем, звукоизоляцию и выполнение санитарно-гигиенических требований.

Если в зданиях внутренние стены кирпичные, то вентиляционные каналы устраивают в толще стен или бороздах, заделываемых плитами (рис. 4.36, *а*, *б*). Минимально допустимый размер вентиляционных каналов в кирпичных стенах ½ × ½ кирпича (140 × 140 мм). Толщина стенок канала принимается не менее ½ кирпича. В наружных стенах вентиляционные каналы не устраивают.

Если нет внутренних кирпичных стен, устраивают приставные воздуховоды из блоков или плит; минимальный размер их 100 × 150 мм. Приставные воздуховоды в помещениях с нормальной влажностью воздуха обычно выполняют из гипсошлаковых и гипсоволокнистых плит, а при повышенной влажности воздуха – из шлакобетонных или бетонных плит толщиной 35–40 мм. В отдельных случаях целесообразно изготовлять воздуховоды из асбестоцементных плит, из листовой стали и из пластмассы. Приставные воздуховоды устраивают, как правило, у внутренних строительных конструкций; они могут размещаться у перегородок или компоноваться со встроенными шкафами, колоннами и т. д. (рис. 4.36, *б*–*е*).

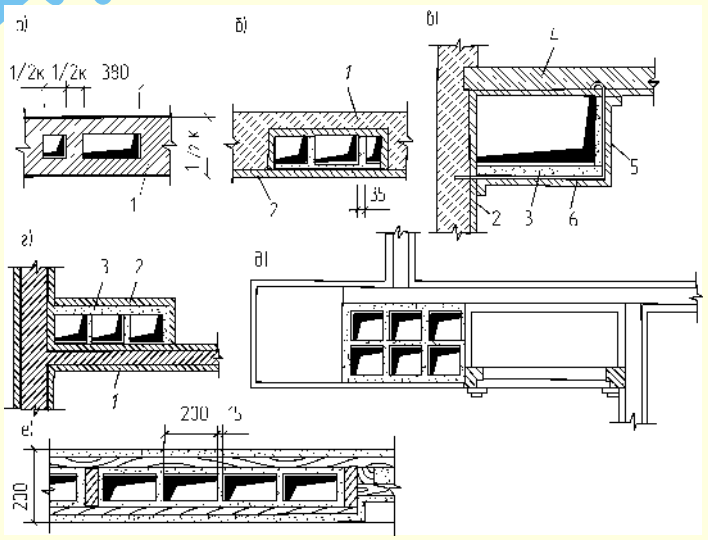


Рис. 4.36. Конструкция вентиляционных каналов и воздуховодов:
а – в кирпичных стенах; *б* – в бороздах стены, заделываемых плитами; *в* – подвесной воздуховод у потолка;
г – приставные вертикальные каналы; *д* – компоновка каналов со встроенными шкафами; *е* – каналы из сухой штукатурки в перегородках;
1 – кирпичные стены; *2* – штукатурка;
3 – гипсошлаковые плиты; *4* – перекрытие; *5* – подвеска стальная;
6 – крепление (50 × 50 × 4 мм)

Ознакомительная версия

Если приставные воздуховоды по какой-либо причине размещаются у наружной стены, то между стеной и воздуховодом обязательно оставляют зазор не менее 5 см или делают утепление, чтобы предотвратить охлаждение воздуха, перемещаемого по воздуховоду, и снижение в связи с этим действующего давления. Кроме того, в воздуховодах, расположенных у наружных стен, может конденсироваться влага из удаляемого воздуха.

Воздуховоды, прокладываемые на чердаках или в неотапливаемых помещениях, выполняют из двойных гипсошлаковых или шлакобетонных плит толщиной 40–50 мм с воздушной прослойкой 40 мм (рис. 4.37*а*) либо из многопустотных гипсошлаковых или шлакобетонных плит толщиной 100 мм (рис. 4.37*б*). Термическое сопротивление стенок воздуховодов $R_{ст}$ должно быть не менее 0,5 (м^2 · К)/Вт. Сборные воздуховоды на чердаке размещают по железобетонному покрытию с подстилкой одного ряда плит, который заливают цементным раствором слоем не менее 5 мм. Размер горизонтальных воздуховодов, расположенных на чердаках, следует принимать не менее 200 × 200 мм.

В бесчердачных зданиях каналы можно объединять в сборный воздуховод, устраивая его под потолком коридора, лестничных клеток и других вспомогательных помещений. Нередко по архитектурным соображениям для объединения каналов в коридорах предусматривают подшивной потолок.

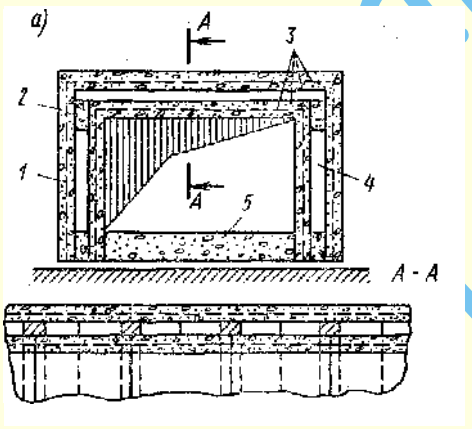


Рис. 4.37. Воздуховоды, устраиваемые на чердаке или в неотапливаемых помещениях:
1 – штукатурная дранка; *2* – арматура из пачечной стали; *3* – гипсошлаковые плиты; *4* – воздушная прослойка; *5* – заливка гипсом; *б* – место тщательной заделки гипсом на глубину 25 мм

Сборные горизонтальные воздуховоды, предназначенные для перемещения воздуха с повышенной влажностью, выполняют с уклоном 0,01–0,015 к вытяжной шахте. Вода стекает по трубке через гидравлический затвор в канализацию. Над воздуховодами в местах перехода устраивают трапы (мостики) шириной 600–700 мм со ступенями и перилами.

В бесчердачных жилых зданиях вентиляционные каналы часто выводят без объединения в сборный воздуховод (см. рис. 4.37).

Жалюзийные решетки. В местах забора или раздачи воздуха в приточных и вытяжных системах устанавливают жалюзийные решетки для регулирования количества воздуха, поступающего и удаляемого через отверстия. Наиболее широко применяют жалюзийные решетки с подвижными перьями жалюзи (рис. 4.38); стандартные размеры их приведены в справочниках. С помощью шнура или троса решетка может быть полностью открыта, полностью или частично закрыта. В газифицированных ванных комнатах и кухнях устанавливают нерегулируемые решетки.

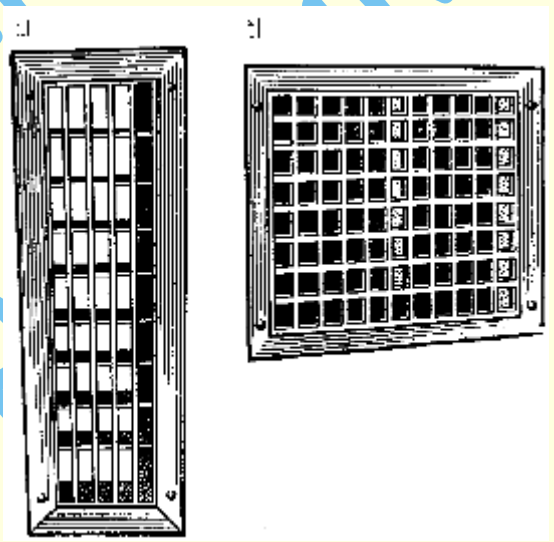


Рис. 4.38. Решетки жалюзийные:
а – регулируемая приточная; *б* – регулируемая вытяжная

При повышенных требованиях к внутренней отделке помещений решетки изготавливают из металла, пластика, гипса и придают им разнообразную форму и рисунок. Однако гидравлическое сопротивление этих решеток, а также площадь их живого сечения должны быть такими же, как и у стандартной решетки.

Вытяжные шахты. Высота шахты естественной вытяжной вентиляции над кровлей определяется так же, как и высота дымовой трубы отопительной печи (рис. 4.39). Вытяжные шахты систем вентиляции жилых зданий рекомендуется устраивать с обособленными и объединенными каналами. Шахты с обособленными каналами могут быть выполнены из бетонных блоков с утеплителем фибролитом (рис. 4.39*а*) с утолщенными стенками из шлакобетона, керамзитобетона или другого малотеплопроводного и влагостойкого материала, а также могут быть каркасными с эффективным утеплителем.

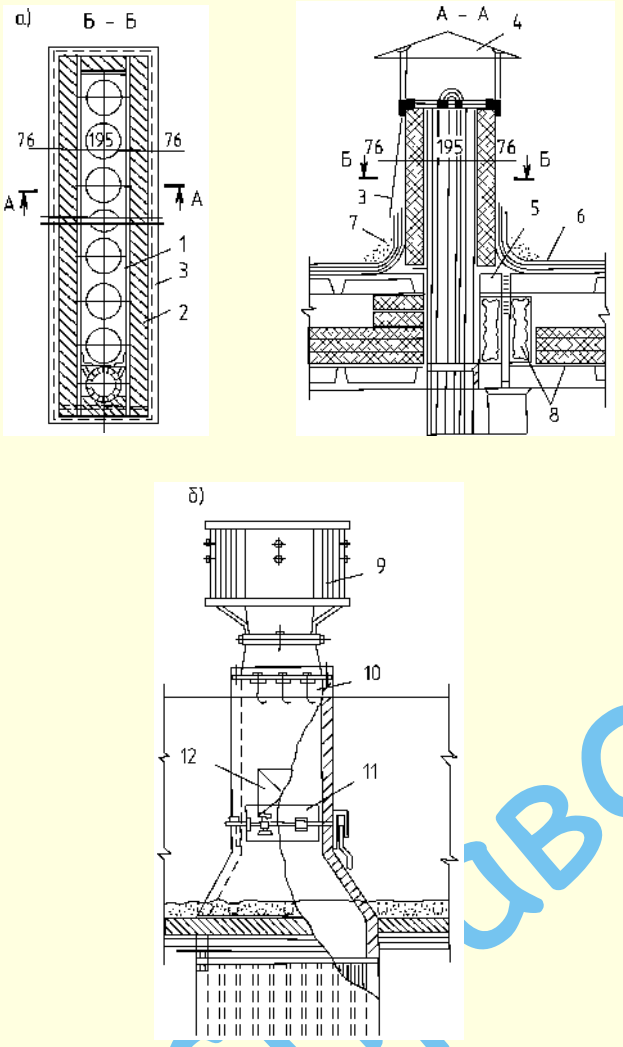


Рис. 4.39. Вытяжные шахты:
1 – железобетонный блок; *2* – щиты из цементно-фибролитовых плит (внешние поверхности утеплителя покрыты битумом); *3* – фартук из оцинкованной кровельной стали; *4* – зонт металлический; *5* – борт из асфальта или цементного раствора марки 100; *6* – рулонный гидроизоляционный ковер из четырех слоев рубероида; *7* – присыпка гравием на битуме; *8* – панель в комплекте; *9* – дефлектор; *10* – болты для крепления дефлектора, заделанные в стенки шахты; *11* – дроссель-клапан; *12* – люк

Шахты с объединенными каналами выполняют из легкого бетона (рис. 4.39*б*), каркасные шахты – с заполнением малотеплопроводным огнестойким и влагостойким материалом (пенопластом, пеностеклом, пенокерамзитом и др.); из бетонных плит – с утеплением из досок толщиной 40 мм, обитых с внутренней стороны кровельной сталью по войлоку, смоченному в глиняном растворе, и оштукатуренных по драни с наружной стороны.

Согласно правилам пожарной профилактики в жилых, общественных и вспомогательных производственных зданиях высотой до пяти этажей запрещается присоединять к одному вытяжному каналу помещения, расположенные в различных этажах здания. В зданиях же с числом этажей более пяти допускается объединение отдельных вертикальных вытяжных каналов из каждых четырех-пяти этажей в один сборный магистральный канал (рис. 4.40).

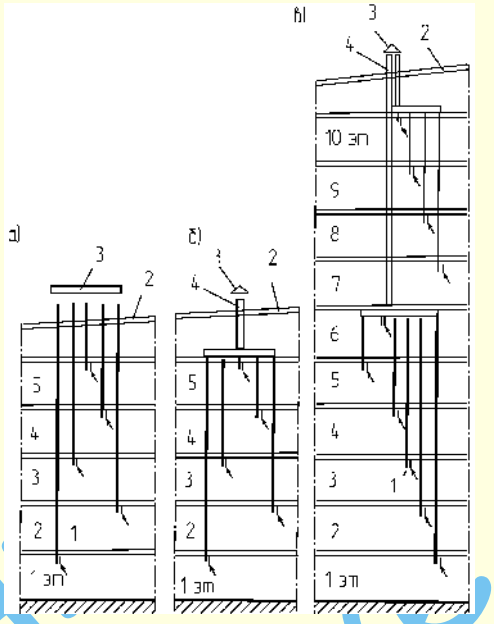


Рис. 4.40. Схема вытяжных каналов жилых зданий:
а – раздельные каналы; *б* – каналы, объединенные на чердаке здания; *в* – каналы, объединенные в этаже и на чердаке; *1* – жалюзийная решетка; *2* – крыша; *3* – зонт (или дефлектор); *4* – сборная вытяжная шахта

4.3.2.2. Расчет воздуховодов канальных систем естественной вентиляции. Примеры расчетов

Для нормальной работы системы естественной вентиляции необходимо, чтобы было сохранено равенство

$$\alpha(\Delta p_w) = \alpha(\Delta p_м + \Delta p_l) = \Delta p_{расп}, \qquad (4.84)$$

где Δp_w – полные потери давления в расчетной ветви, Па;
Δp_l – потери давления на трение, Па;
$\Delta p_м$ – потери давления на местных сопротивлениях, Па;
$\Delta p_{расп}$ – располагаемое давление, Па;
α – коэффициент запаса, равный 1,1–1,15.

Расчету воздуховодов (каналов) должна предшествовать следующая расчетно-графическая работа.

1. *Определение воздухообменов* для каждого помещения по кратностям (согласно строительным нормам и правилам соответствующего здания) или по расчету (см. п. 4.1.1.). При этой работе заполняется бланк специальной формы (табл. 4.40).

2. *Компоновка систем вентиляции*. В одну систему объединяют только одноименные или близкие по назначению помещения. Системы вентиляции квартир, общежитий и гостиниц не совмещают с системами вентиляции детских садов и яслей, торговых и других учреждений, находящихся и том же здании. Санитарные узлы во всех случаях обслуживаются самостоятельными системами и при пяти унитазах и более оборудуются механическими побудителями. В детских садах и яслях рекомендуется устраивать вытяжные системы естественной вентиляции, самостоятельные для каждой группы детей, объединяя помещения с учетом их назначения. В курительных комнатах, как правило, осуществляется механическая вентиляция. Вытяжку из комнат жилого дома с окнами, выходящими на одну сторону, рекомендуется объединять в одну систему.

Ознакомительная версия

Таблица 4.40

Бланк расчета воздухообмена

№ помещения	Наименование помещения	Размер помещения, м			Объем помещения, м³	Кратность воздухообмена		Воздухообмен				Размеры сечения каналов, см		Число каналов	
		длина	ширина	высота		приток	вытяжка	приток, м³/ч	№ установки	вытяжка, м³/ч	№ установки	приток	вытяжка	приточных	вытяжных
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

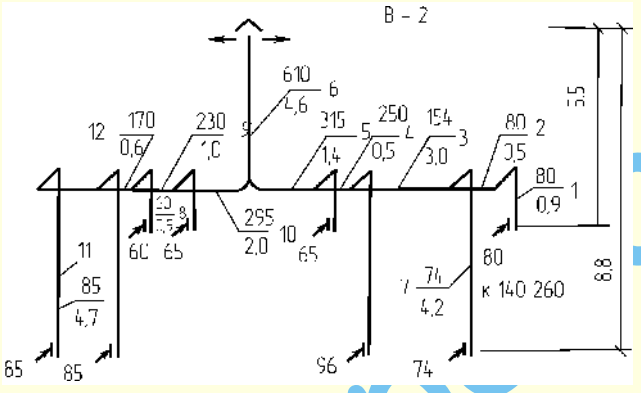


Рис. 4.41. Схема системы вытяжной вентиляции (к примеру 4.10)

3. *Графическое изображение* на планах этажей и чердака элементов системы (каналов и воздуховодов, вытяжных отверстий и жалюзийных решеток, вытяжных шахт). Против вытяжных отверстий помещений указывается количество воздуха, удаляемого по каналу. Транзитные каналы, обслуживающие помещения нижних этажей, рекомендуется обозначать римскими цифрами (I, II, III и т. д.). Все системы вентиляции должны быть пронумерованы.

4. *Вычерчивание аксонометрических схем* в линиях или с изображением внешних очертаний всех элементов системы, что предпочтительнее (рис. 4.41). На схемах у выносной черты ставится номер участка, над чертой указывается нагрузка участка, м³/ч, а под чертой – длина участка, м. Аэродинамический расчет воздуховодов (каналов) выполняют по таблице или номограммам (прил. 4.7), составленным для стальных воздуховодов круглого сечения при $\rho_в = 1{,}205$ кг/м³, $t_в = 20$ °С. В них взаимосвязаны величины Q, V, p_d и d.

Таблица для расчета стальных воздуховодов круглого сечения приведена в приложении 4.7. Чтобы воспользоваться таблицей или номограммой для расчета воздуховода прямоугольного сечения, необходимо предварительно определить соответствующую величину эквивалентного диаметра, т. е. такого диаметра круглого воздуховода, при котором для той же скорости движения воздуха, как и в прямоугольном воздуховоде, удельные потери давления на трение были бы равны (табл. 4.41).

Таблица 4.41

Эквивалентные по трению диаметры для кирпичных каналов

Размер в кирпичах	Площадь, м²	$d_э$, мм
1/2 × 1/2	0,02	140
1/2 × 1	0,038	180
1 × 1	0,073	225
1 × 1/2	0,11	320
1 × 2	0,14	375
2 × 2	0,28	545

Примечание. Для каналов квадратного сечения эквивалентный по трению диаметр $d_э$ равен стороне квадратного канала a.

Таблица 4.42

Значение коэффициентов шероховатости β

Скорость движения воздуха, м/с	Материал воздуховода			
	шлакогипс	шлакобетон	кирпич	штукатурка по сетке
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
2	1,25	1,35	1,65	2,04
2,4	1,28	1,38	1,7	2,11
3	1,32	1,43	1,77	2,2
4	1,37	1,49	1,86	2,32
5	1,41	1,54	1,93	2,41
6	1,44	1,58	1,98	2,48
7	1,47	1,61	2,03	2,54
8	1,49	1,64	2,06	2,58

Если воздуховоды имеют шероховатую поверхность (табл. 4.42), то коэффициент трения для них, а следовательно, и удельная потеря давления на трение будут соответственно больше, чем указано в таблице или номограмме для стальных воздуховодов (см. прил. 4.7).

Справочник по гидравлике

Методика расчета воздуховодов (каналов) систем естественной вентиляции может быть представлена в следующем виде.

1. По заданным объемным расходам воздуха, подлежащего перемещению по каждому участку каналов, принимают скорость его движения.

2. По объему воздуха и принятой скорости определяют предварительно площадь сечения каналов. Рассчитывают потери давления на трение и местные сопротивления для таких сечений каналов.

3. Сравнивают полученные суммарные сопротивления с располагаемым давлением. Если эти величины совпадают, то предварительно полученные площади сечения каналов могут быть приняты как окончательные. Если же потери давления оказались меньше или больше располагаемого давления, то площадь сечения каналов следует увеличить или, наоборот, уменьшить, т. е. поступить так же, как при расчете металлических воздуховодов.

При предварительном определении площади сечений каналов систем естественной вентиляции могут быть заданы следующие скорости движения воздуха: в вертикальных каналах верхнего этажа $V = 0{,}5 \div 0{,}6$ м/с, из каждого нижерасположенного этажа на 0,1 м/с больше, чем из предыдущего, но не выше 1 м/с; в сборных воздуховодах $V > 1$ м/с и в вытяжной шахте $V = 1 \div 1{,}5$ м/с.

Если при расчете воздуховодов задана площадь сечения каналов и известен часовой расход воздуха, то скорость V, м/с, определяется по формуле

$$V = \frac{Q}{3600 \cdot S}, \qquad (4.85)$$

где S – площадь сечения канала или воздуховода, м^2;
Q – расход вентиляционного воздуха, м^3/ч.

Потери давления на местных сопротивлениях

$$\Delta p_м = \Sigma\zeta\, p_d, \qquad (4.86)$$

где $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

$p_d = \frac{\rho V^2}{2}$ – динамическое давление, Па.

Местные сопротивления в системе вентиляции во многих случаях существенно зависят от соотношений размеров фасонных частей и других вентиляционных элементов, а в тройниках-крестовинах – от соотношений соединяемых или делимых потоков.

Пример 4.10 [50]

Рассчитать воздуховоды системы естественной вытяжной вентиляции, обслуживающей врачебные кабинеты двухэтажного здания поликлиники. Аксонометрическая схема системы вентиляции с указанием объема воздуха, проходящего по каждому участку, длин и номеров участков см. на рис. 4.41. Воздух удаляется из верхней зоны помещений на высоте 0,5 м от потолка. Высота этажей, включая толщину перекрытия, 3,3 м. Высота чердака под коньком крыши 3,6 м.

Решение. Температура наружного воздуха для расчета вытяжной системы естественной вентиляции принимается равной +5 °С ($\rho_в = 1{,}27$ кг/м^3). Внутренняя температура воздуха во врачебных кабинетах согласно СНиП 2.04.05–86 должна быть 20 °С ($\rho_{20} = 1{,}205$ кг/м^3). При высоте чердака 3,6 м принимаем высоту вытяжной шахты, исчисляя ее от оси горизонтального воздуховода до устья шахты, равной 4,6 м.

Располагаемое естественное давление в системе вентиляции для помещений второго этажа согласно формуле (4.74) равно

$$\Delta p_2 = 5{,}5\ (1{,}27 - 1{,}205)\ 9{,}8 = 3{,}53 \text{ Па},$$

а для помещений первого этажа

$$\Delta p_2 = 8{,}8\ (1{,}27 - 1{,}205) 9{,}8 = 5{,}59 \text{ Па}.$$

Расчет воздуховодов начинаем с наиболее неблагоприятно расположенного канала, для которого возможная удельная потеря давления имеет наименьшее значение.

Из схемы системы вентиляции видно, что таким будет канал второго этажа правой ветки, обозначенный *1* (см. рис. 4.41).

Действительно, возможная удельная потеря давления для участков *1*, *2*, *3*, *4*, *5* и *6* при общей длине их

$$\Sigma l = 0{,}9 + 0{,}5 + 3 + 1{,}4 + 0{,}5 + 4{,}6 = 10{,}9 \text{ м}$$

будет

$$\Delta p_{уд} = \frac{3{,}53}{10{,}9} = 0{,}32 \text{ Па},$$

а для участков *1*, *3*, *4*, *5* и *6* при общей длине их

$$\Sigma l = 4{,}2 + 3 + 0{,}5 + 1{,}4 + 4{,}6 = 13{,}7 \text{ м}$$

$$\Delta p_{уд} = \frac{5{,}59}{13{,}7} = 0{,}41 \text{ Па}.$$

Приступаем к расчетам участков *1*, *2*, *3*, *4*, *5* и *6*, для которых удельное давление получилось меньше.

Участок 1. Для определения площади сечения канала участка 1 задаемся скоростью движения воздуха в нем 0,6 м/с. При этой скорости и расходе удаляемого воздуха по каналу $Q = 80$ м^3/ч площадь сечения канала S, м^2, должна быть

$$S = \frac{Q}{3600 \cdot V} = \frac{80}{3600 \cdot 0{,}6} = 0{,}037 \text{ м}^2.$$

Принимаем для участка *1* кирпичный канал ½ × 1 кирпич. Площадь сечения канала с учетом швов $S = 0{,}038$ м^2. При этой площади сечения фактически скорость движения воздуха

$$V = \frac{Q}{3600 \cdot S} = \frac{80}{3600 \cdot 0{,}038} = 0{,}58 \text{ м/с}.$$

Так как этот канал прямоугольного сечения, для определения потери давления на трение необходимо установить по табл. 4.41 эквивалентный диаметр. Он будет равен 180 мм.

Пользуясь номограммой (см. прил. 4.7), находим, что при скорости движения воздуха 0,58 м/с в воздуховоде диаметром 180 мм потеря давления на трение на 1 м воздуховода равна $R = \frac{\Delta p_l}{\lambda} = 0{,}04$ Па/м, а на всем участке 1 длиной 0,9 м с учетом коэффициента шероховатости (см. табл. 4.42):

$$\Delta p_l = R\, l\, \beta = 0{,}04 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}32 = 0{,}047.$$

Далее находим сумму коэффициентов местных сопротивлений фасонных частей воздуховодов участка (см. п. 1.8): вход в жалюзийную решетку с поворотом потока $\zeta = 2$; два прямоугольных колена в верхней части канала $\zeta = 2 \cdot 1{,}26 = 2{,}52$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для участка

$$\Sigma\zeta = 2 + 2{,}52 = 4{,}52.$$

Справочник по гидравлике

Динамическое давление p_d находим по скорости движения воздуха V = 0,58 м/с на номограмме (прил. 4.7) внизу; оно равно 0,19 Па.

Потерю давления на местные сопротивления $\Delta p_м$ участка *1* определяем, умножая величину $\Sigma\zeta$ на p_d:

$$\Delta p_м = 4{,}52 \cdot 0{,}19 = 0{,}86 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке составляет

$$\Delta p_w = \Delta p_l + \Delta p_м = 0{,}047 + 0{,}86 = 0{,}91 \text{ Па}.$$

Участок 2. На участках *1* и *2* расходы воздуха одинаковы (80 м^3/ч), но площади сечения кирпичного канала и горизонтального гипсошлакового короба разные.

Горизонтальный гипсошлаковый короб принимаем размером 220 × 220 мм (S = 0,048 м^2). Эквивалентный диаметр $d_э$ = 220 мм. Скорость движения воздуха на участке

$$V = \frac{80}{3600 \cdot 0{,}048} = 0{,}47 \text{ м/с},$$

что при длине участка 0,5 м можно допустить, учитывая, что шлакогипсовые двойные короба не изготовляются размером меньшим, чем 220 × 220 мм.

При $d_э$ = 220 мм и V = 0,47 м/с потеря давления на трение на этом участке с учетом коэффициента шероховатости будет

$$\Delta p_l = R\, l\, \beta = 0{,}046 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}09 = 0{,}014 \text{ Па}.$$

На участке *2* имеется лишь одно местное сопротивление через тройник. По диаграммам п. 1.8 находим, что сопротивление тройника на проход ζ = 1,15.

Динамическое давление p_d при V = 0,47 м/с равно 0,13 Па.

Потери давления на местных сопротивлениях

$$\Delta p_м = 1{,}15 \cdot 0{,}13 = 0{,}15 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *2*

$$\Delta p_w = \Delta p_l + \Delta p_м = 0{,}014 + 0{,}15 = 0{,}164 \text{ Па}.$$

Участок 3. Согласно данным, приведенным выше, задаемся скоростью движения воздуха на участке *3*: V = 1 м/с. Тогда при расходе удаляемого воздуха Q = 154 м^3/ч по участку *3* площадь сечения короба должна быть равна

$$S = \frac{154}{3600 \cdot 1} = 0{,}043 \text{ м}^2.$$

Принимаем короб из гипсошлаковых плит размером 220 × 220 мм, эквивалентный диаметр $d_э$ = 220 мм. Фактическая скорость движения воздуха в воздуховоде будет V = 0,89 м/с. При этих условиях потеря давления на трение на участке равна

$$\Delta p_l = R\, l\, \beta = 0{,}065 \cdot 3 \cdot 1{,}14 = 0{,}22 \text{ Па}.$$

На участке *3* имеется лишь одно местное сопротивление при проходе через тройник в следующий участок *4*.

Интерполяцией находим, что коэффициент местного сопротивления тройника ζ = 0,65; динамическое давление при V = 0,89 м/с равно p_d = 0,49 Па.

Потеря давления на местные сопротивления участка *3*

$$\Delta p_м = 0{,}65 \cdot 0{,}49 = 0{,}32 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *3* составляет

$$\Delta p_w = \Delta p_l + \Delta p_м = 0{,}22 + 0{,}32 = 0{,}54 \text{ Па}.$$

Участок 4. На участке *4* размер воздуховода принимаем 300 × 300 мм. При расходе удаляемого воздуха Q = 250 м^3/ч и площади сечения воздуховода S = 0,09 м^2 скорость равна

$$V = \frac{250}{3600 \cdot 0{,}09} = 0{,}77 \text{ м/с}.$$

При $d_э$ = 300 мм и V = 0,77 м/с потери давления на трение на участке *4*

$$\Delta p_l = R\, l\, \beta = 0{,}034 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}12 = 0{,}02 \text{ Па}.$$

На участке *4* имеется тройник на проходе, и коэффициент местного сопротивления ζ равен 0,4.

Динамическое давление при скорости удаляемого воздуха 0,77 м/с равно 0,37 Па. Потеря давления на местном сопротивлении участка *4* (в тройнике)

$$\Delta p_м = 0{,}4 \cdot 0{,}37 \cdot 0{,}15 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *4*

$$\Delta p_w = \Delta p_l + \Delta p_м = 0{,}02 + 0{,}15 = 0{,}17 \text{ Па}.$$

Участок 5. На участке *5* размеры короба не изменяем, и скорость воздуха на этом участке

$$V = \frac{315}{3600 \cdot 0{,}09} = 0{,}97 \text{ м/с}.$$

При V = 0,97 м/с и $d_э$ = 300 мм потеря давления на трение составляет

$$\Delta p_l = R\, l\, \beta = 0{,}052 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}15 = 0{,}084 \text{ Па}.$$

На участке *5* имеется тройник на всасывание с ζ = 0,8. Динамическое давление при скорости движения воздуха 0,97 м/с равно 0,57 Па.

Потеря давления на местное сопротивление на участке *5*

$$\Delta p_м = 0{,}8 \cdot 0{,}57 = 0{,}46 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *5*

$$\Delta p_w = \Delta p_l + \Delta p_м = 0{,}084 + 0{,}46 = 0{,}54 \text{ Па}.$$

Участок 6. На участке *6* размер короба увеличиваем до 400 × 400 мм, так как суммарный расход воздуха, удаляемого системой вентиляции, равен 610 м^3/ч.

Фактическая скорость движения воздуха в шахте

$$V = \frac{610}{3600 \cdot 0{,}16} = 1{,}06 \text{ м/с}.$$

При V = 1,06 м/с и $d_э$ = 400 мм потеря давления на участке составит

$$\Delta p_l = R\, l\, \beta = 0{,}043 \cdot 4{,}6 \cdot 1{,}6 = 0{,}23 \text{ Па}.$$

На участке *6* имеется два вида местных сопротивлений – утепленный клапан и деревянная утепленная шахта с зонтом. Коэффициент местного сопротивления утепленного клапана ζ = 0,1, а вытяжной шахты с зонтом ζ = 1,3.

Динамическое давление при скорости движения воздуха 1,06 м/с p_d = 0,66 Па.

Потеря давления на преодоление местных сопротивлений

$$\Delta p_м = 1{,}4 \cdot 0{,}66 = 0{,}92 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *6*

$$\Delta p_w = \Delta p_l + \Delta p_м = 0{,}23 + 0{,}92 = 1{,}15.$$

Суммарная потеря давления в ветке

$$\Sigma\Delta p_w = 0{,}91 + 0{,}16 + 0{,}54 + 0{,}17 + 0{,}54 + 1{,}15 = 3{,}47 \text{ Па}.$$

Справочник по гидравлике

Таблица 4.43

Результаты расчета воздуховодов системы естественной вытяжной вентиляции. К примеру 4.10

№ участка	Q, м³/ч	l, м	$a \times b$, мм	$d_э$, м	S, м²	V, м/с	R, Па/м	$R\,l\,\beta$, Па	p_d, Па	Σζ	$\Delta p_м$, Па	Δp_w, Па
1	80	0,9	140 × 270	180	0,038	0,58	0,04	0,047	0,19	4,52	0,86	0,91
2	80	0,5	220 × 220	220	0,048	0,47	0,026	0,014	0,13	0,15	0,15	0,16
3	154	3	220 × 220	220	0,048	0,89	0,065	0,22	0,49	0,65	0.32	0,54
4	250	0,5	300 × 300	300	0,09	0,77	0,034	0,020	0,37	0,4	0,15	0,17
5	315	1,4	300 × 300	300	0,09	0,97	0,052	0,084	0.57	0,8	0,46	0,54
6	610	4,6	400 × 400	400	0,16	1,06	0,043	0,023	0,66	1,4	$\Sigma = \frac{0,92}{2,86}$	$\Sigma = \frac{1,15}{3,48}$
7	74	4,2	140 × 270	180	0,038	0,54	0,035	0,15	0,18	2,88	0,52	0,67

При располагаемом давлении в системе для второго этажа $\Delta p_2 = 3{,}53$ Па.

Дальнейший подбор площади сечений каналов и короба должен быть произведен с увязкой потерь давления. Так, например, для участка *7* канала, обслуживающего кабинет первого этажа, необходимо из общего давления $\Delta p_1 = 5{,}59$ Па вычесть потерю давления па участках *3*, *4*, *5*, *6*, которые мы уже рассчитали.

В результате будем иметь 5,59 – (3,47 – 1,07) = 3,19 Па.

Потеря давления на участке *7* составляет 0,67 Па (табл. 4.43), т. е. избыточное давление на этом участке 3,20 – 0,67 = 2,53 Па.

Потери давления на участках *8*, *9* и *10* должны быть равны располагаемому давлению для каналов второго этажа за вычетом потери давления в вытяжной шахте, которая уже определена (см. участок *6*). Потери давления на участках *11* и *12* должны быть равны располагаемому давлению для каналов первого этажа, уменьшенному на суммарную потерю участков *6*, *9* и *10*. Сечение канала *13* подбирается по располагаемому давлению для первого этажа за вычетом суммарной потери давления на участках *12*, *10*, *9* и *6*.

В процессе расчета воздуховодов системы вентиляции заполняются специальные бланки (табл. 4.44).

Таблица 4.44

Значение коэффициента местного сопротивления ζ. К примеру 4.10

№ участка	Местное сопротивление	ζ	Σ ζ
1	Вход в жалюзийную решетку с поворотом потока Колено прямоугольное 2 × 1,26	2 2,52	4,52 4,52
2	Тройник на проход	1,15	1,15
3	То же	0,65	0,65
4	Тройник: на проход на всасывание	 0,4 0,8	 0,4 0,8
5	Клапан утепленный	0,1	1,4
6	Шахта с зонтом	1,3	1,4

Пример 4.11 [5]

Определить сечение каналов и жалюзийных решеток системы естественной вентиляции, обслуживающих кухни и санитарные узлы двухквартирной секции трехэтажного жилого здания. Из кухонь удаляется по 90 м³/ч воздуха, из каждой уборной и ванной комнаты – по 25 м³/ч воздуха.

Выкопировка из планов III этажа и чердака, а также расчетная аксонометрическая схема представлены на рис. 4.42.

Вертикальные каналы проложены в кирпичных стенах, сборные каналы из двойных шлакогипсовых плит – на чердаке. Вытяжная шахта деревянная, обитая с двух сторон кровельной сталью по войлоку. Аксонометрическая схема каналов вычерчивается после размещения их и вытяжной шахты на планах этажей и чердака. На расчетной схеме нумеруются расчетные участки с указанием нагрузок и длин.

Решение. Определяем располагаемое давление для каналов каждого этажа:

для III этажа:

$$\Delta p_{III} = g \cdot h\ (\rho_н - \rho_в) = 9{,}81 \cdot 5\ (1{,}27 - 1{,}21) = 2{,}94 \text{ Па};$$

для II этажа:

$$\Delta p_{II} = 9{,}81 \cdot 8\ (1{,}27 - 1{,}21) = 4{,}71 \text{ Па};$$

для I этажа:

$$\Delta p_{I} = 9{,}81 \cdot 11\ (1{,}27 - 1{,}21) = 6{,}47 \text{ Па},$$

где $\rho_н = 1{,}27$ кг/м³ – плотность наружного воздуха,

$\rho_в = 1{,}21$ кг/м³ – плотность внутреннего воздуха.

Расчет начинаем с наиболее неблагоприятно расположенного канала. Таким каналом является канал из кухни III этажа.

При рекомендуемой скорости воздуха $V = 0{,}8$ м/с определим сечение жалюзийной решетки (участок *1*) и канала (участок *2*), по которым перемещается 90 м³/ч воздуха:

$$S_{жр} = \frac{Q}{3600 \cdot V} = \frac{90}{3600 \cdot 0{,}8} = 0{,}0315 \text{ м}^2.$$

Принимаем жалюзийную решетку размером 250 × 250 мм с площадью живого сечения $S_{жр} = 0{,}0361$ м² и канал размером ½ × 1 кирпич с площадью сечения $S_к = 0{,}27 \times 0{,}14 = 0{,}0378$ м². Тогда скорость на участках *1* и *2* составит:

$$V_1 = \frac{90}{3600 \cdot 0{,}0361} = 0{,}69 \text{ м/с};$$

Справочник по гидравлике

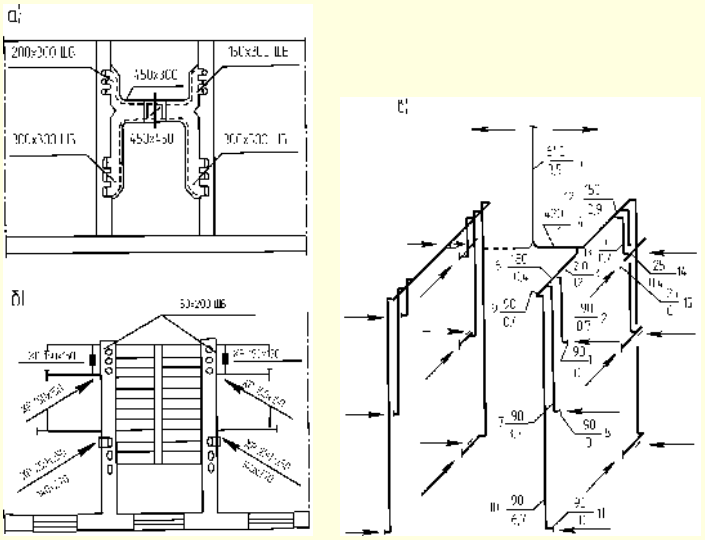


Рис. 4.42. Система естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов двухквартирной секции жилого здания к примеру 4.11:
а – выкопировка из плана чердака; *б* – выкопировка из плана III этажа; *в* – расчетная аксонометрическая схема

$$V_1 = \frac{90}{3600 \cdot 0,0378} = 0,66 \text{ м/с}.$$

Из п. 1.8 коэффициент местного сопротивления вытяжной жалюзийной решетки $\zeta = 1,2$. Динамическое давление при скорости $V = 0,69$ м/с

$$p_d = \frac{pV^2}{2} = \frac{1,21 \cdot 0,69^2}{2} = 0,288 \text{ Па}.$$

При этом потери давления в жалюзийной решетке составят

$$\Delta p_м = \zeta p_d = 1,2 \cdot 0,288 = 0,345 \text{ Па}.$$

Результаты расчета заносим в табл. 4.45.

Канал на участке *2* имеет прямоугольное сечение, и поэтому для определения потерь давления на трение находим эквивалентный по трению диаметр канала круглого сечения:

$$d_э = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 270 \cdot 140}{270+140} = 185 \text{ мм}.$$

По прил. 4.7 при скорости в канале 0,66 м/с потери давления на трение на единицу длины стального воздуховода $R = 0,05$ Па/м. В кирпичном канале на участке *2*, имеющем большую шероховатость, чем стальные воздуховоды, удельные потери на трение, согласно прил. 4.7, где при $k_э = 4$ значение $\beta = 1,35$, составят

$$\Delta p_l = R\, l\, \beta = 1,35 \cdot 0,05 \cdot 0,7 = 0,46 \text{ Па}.$$

По прил. 4.7 определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений для участка 2, имеющего два колена по 90° и тройник на ответвлении. Так как коэффициент местного сопротивления в тройнике зависит от соотношений сечений воздуховодов и расходов воздуха, то предварительно определим сечение канала на участке *3*:

$$S = \frac{270}{3600 \cdot 0,8} = 0,093 \text{ м}^2.$$

Принимаем канал размером 300 × 300 мм с площадью сечения $S = 0,09$ м^2.

Для двух колен прямоугольных $\zeta = 2 \cdot 1,2 = 2,4$. Для тройника ответвления при

$$\frac{S_0}{S_п} = \frac{0,0378}{0,09} = 0,42\,2 \text{ и } \frac{Q_0}{Q_с} = \frac{90}{270} = 0,33$$ значение $\zeta = 0,7$, тогда $\Sigma\zeta = 3,1$.

Потери давления в местных сопротивлениях составят

$$\Delta p_м = 3,1 \cdot 1,21 \cdot \frac{0,66^2}{2} = 0,82.$$

Результаты расчета записываем в табл. 4.45.

На участке *3* канал выполнен из шлакогипсовых плит с шероховатостью 1 мм; сумма коэффициентов местных сопротивлений (двух колен по 45° – между двумя встречными каналами делается рассечка) $\Sigma\zeta = 2 \cdot 0,32 = 0,64$. Аналогично выполнен канал на участке *4*.

Вытяжная шахта (участок *5*) обшита листовой сталью, поэтому $\beta = 1$; коэффициент местного сопротивления ее (выход воздуха из шахты под зонт) $\zeta = 1,3$.

Общие потери давления на тракте от вытяжной жалюзийной решетки кухни III этажа до выхода воздуха из шахты $\Sigma \Delta p_и = 2,968$ Па, а располагаемое давление $\Delta p_{III} = 2,94$ Па. Определяем неувязку:

$$\frac{2,94 - 2,968}{2,94} 100 = -1\,\%.$$

Переходим к расчету канала для кухни II этажа, для которого гравитационное давление составляет $\Delta p_{II} = 4,71$ Па.

На тракте движения воздуха из кухни II этажа до выхода воздуха из шахты участки *3*, *4* и *5* уже рассчитаны, поэтому расчетное давление для участков *6*, *7*, *8* составит:

$$\Delta p_{рII} = \Delta p_{II} - \Delta p_{w3,4,5} =$$
$$= 4,71 - 0,322 - 0,324 - 1,131 = 2,933 \text{ Па}.$$

Так как участки *6* и *9* короткие, то конструктивно размеры их сечения следует оставить такими же, как у участка *3*, т. е. 300 × 300 мм.

На участке *6* коэффициент местного сопротивления (тройника на проходе) при $\frac{S_0}{S_п} = \frac{0,0378}{0,09} = 0,422$ и $\frac{Q_0}{Q_с} = \frac{90}{270} = 0,33$ составляет $\zeta_п = 0,6$.

Канал на участке *7* принимаем размером ½ × 1 кирпич. Сумма коэффициентов местных сопротивлений (двух колен прямоугольных с $\zeta = 2 \cdot 1,2 = 2,4$ и тройника ответвления с $\zeta_0 = 1,1$ при $\frac{S_0}{S_п} = \frac{0,0378}{0,09} = 0,42$ и $\frac{Q_0}{Q_с} = \frac{90}{180} = 0,5$ составляет $\Sigma\zeta = 3,5$.

Результаты расчета участков *6* и *7* приведены в табл. 4.45.

На участках *6* и *7* потери давления составили: $\Delta p_{w6,7} = 0,127 + 1,16 = 1,287$ Па. Следовательно, для полной увязки в жалюзийной решетке необходимо израсходовать $\Delta p_{жр} = 2,933 - 1,287 = 1,646$ Па.

Зная коэффициент местного сопротивления жалюзийной решетки $\zeta = 1,2$, определим необходимую скорость в живом сечении и по ней подберем по прил. 4.6 размер решетки:

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta p_{ж.р.}}{\zeta_р}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,646}{1,2 \cdot 1,21}} = 1,5 \text{ м/с};$$

$$S_{ж.р.} = \frac{90}{3600 \cdot 1,5} = 10,0167 \text{ м}^2.$$

Справочник по гидравлике

Таблица 4.45

Данные расчета вентиляционных каналов к примеру 4.11

№ участка	Q, м³/ч	l, м	$a \times b$, мм	S, м²	V, м/с	$d_э$, мм	R, Па/м	β	Δp_l, Па	Σζ	p_d, Па	$\Delta p_м$, Па	Δp_w, Па
Расчет канала из кухни III этажа. Располагаемое давление Δp_{III} =2,94 Па													
1	90	0	Ж. Р. 250 × 250	0,0361	0,69	–	–	–	–	1,20	0,288	0,345	0,345
2	90	0,7	140 × 270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,046	3,10	0,260	0,800	0,846
3	270	1,2	300 × 300	0,090	0,83	300	0,04	1,19	0,057	0,64	0,415	0,265	0,322
4	420	1,0	450 × 300	0,135	0,865	360	0,03	1,19	0,036	0,64	0,450	9,288	0,324
5	840	3,5	450 × 450	0,203	1,15	450	0,03	1,0	0,105	1,30	0,795	1,026	1,131
													Σ Δp_w = 2,968
Определяем неувязку: $\frac{2,94 - 2,968}{2,94} 100 = -1\,\%$													
Расчет канала из кухни II этажа. Расчетное давление Δp_{pII} =2,933 Па													
6	180	0,4	300 × 300	0,09	0,56	300	0,03	1,08	0,014	0,6	0,188	0,113	0,127
7	90	3,7	140 × 270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,25	3,5	0,26	0,91	1,16
8	90	0	Ж. Р. 150 × 200	0,0173	1,45	–	–	–	–	1,2	1,12	1,34	1,34
													Σ Δp_w = 2,627
Определяем неувязку: $\frac{2,933 - 2,627}{2,933} 100 = 10,5\,\%$													
Расчет канала из кухни I этажа. Расчетное давление Δp_{pI} = 4,566 Па													
9	90	0,4	300 × 300	0,09	0,28	300	0,006	1,06	0,003	1,6	0,052	0,085	0,088
10	90	6,7	140 × 270	0,0378	0,66	185	0,050	1,35	0,450	3,6	0,260	0,940	1,390
11	90	0	Ж. Р. 150 × 150	0,013	1,92	–	–	–	–	1,2	2,240	2,690	2,690
													Σ Δp_w = 4,168
Определяем неувязку: $\frac{4,566 - 4,168}{4,566} 100 = 8,7\,\%$													
Расчет канала из ванной комнаты III этажа. Расчетное давление Δp_{pIII} = 2,94 – 0,324 – 1,131 = 1,485 Па													
12	150	0,9	150 × 300	0,045	0,925	239	0,070	1,12	0,070	0,64	0,515	0,350	0,420
13	50	0,7	140 × 140	0,0196	0,710	140	0,080	1,35	0,076	3,1	0,3	0,930	1,006
14	25	0,4	150 × 200	0,030	0,230	170	0,007	1,04	0,004	1,2	0,03	0,036	0,040
16	25	0	Ж. Р. 150 × 150	0,013	0,530	–	–	–	–	1,2	0,17	0,204	0,204
													Σ Δp_w = 1,67
Определяем неувязку: $\frac{1,485 - 1,67}{1,485} 100 = -12,5\,\%$													

Принимаем жалюзийную решетку размером 150 × 200 мм с площадью живого сечения $S_{ж.р} = 0,0173$ м².

Результаты расчета канала для кухни I этажа, для которого гравитационное давление Δp_1 = 6,47 Па, а расчетное давление

$$\Delta p_{pI} = \Delta p_I - \Delta p_{w3} - \Delta p_{w4} - \Delta p_{w5} - \Delta p_{w6} = 6,47 - 0,322 - $$
$$- 0,324 - 1,31 - 0,127 = 4,566 \text{ Па},$$

приведены в табл. 4.45. Все последующие расчеты каналов выполняются аналогично.

По завершении расчетов на планах этажей указываются размеры каналов, шахт и жалюзийных решеток.

Пример 4.12 [22]

Рассчитать аэрацию однопролетного здания цеха термической обработки (рис. 4.43*а*) при следующих условиях: тепловыделения в цехе составляют $Q = 1400$ кВт; температура воздуха в рабочей зоне $t_{р.з.} = 24$ °С; коэффициент, учитывающий долю теплоты, идущую на подогрев воздуха в рабо-

Справочник по гидравлике

чей зоне помещения от общих тепловыделений, $m = 0,65$; температура наружного воздуха $t_н = 17$ °С; скорость ветра $V_В = 3,5$ м/с; аэродинамические коэффициенты $C_{p1} = +0,8$; $C_{p2} = C_{p3} = -0,4$; $C_{p4} = -0,39$. Приточной системой механической вентиляции подается воздух в количестве $M_{пр} = 35000$ кг/ч с температурой $t_{пр} = 18$ °С; вытяжной системой механической вентиляции удаляется $M_{пр} = 300000$ кг/ч воздуха с температурой $t_{выт}$, равной температуре в рабочей зоне.

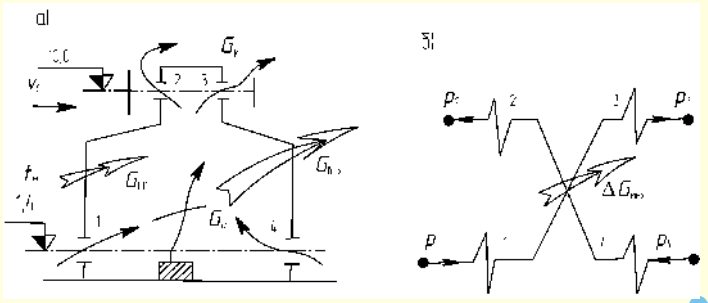


Рис. 4.43. К примеру 4.12

Решение. Схема связей наружного воздуха с внутренним приведена на рис. 4.43*а*. Предполагается, что через аэрационные проемы *1* и *4*, центры которых расположены на высоте 1,4 м, наружный воздух будет поступать в помещение цеха, а через проемы *2* и *3* – на уровне 10 м – воздух из помещения будет удаляться в атмосферу.

Рассчитаем температуру удаляемого из помещения воздуха:

$$t_у = t_н + \frac{t_{р.з.} - t_н}{m} = 17 + \frac{24-17}{0,65} = 27,8\ °С.$$

Средняя по высоте помещения температура воздуха

$$t_в = 0,5(t_{р.з.} + t_у) = 0,5(24 + 27,8) = 25,9\ °С.$$

Определяем плотности воздуха при температурах $t_у$, $t_н$, $t_в$ по уравнению

$$\rho = \frac{353}{T};\ \rho_у = 1,174\ кг/м^3;\ \rho_н = \rho_п = 1,217\ кг/м^3;$$

$$\rho_в = 1,181\ кг/м^3.$$

Рассчитаем вначале площади аэрационных проемов для наиболее «тяжелого» режима работы системы аэрации – при отсутствии ветра.

Давления на уровне середины каждого из аэрационных проемов определим, приняв за условный нуль давление на середине верхних проемов с отметкой $h = 10$ м:

$$p_1 = p_4 = (\rho_н - \rho_в)g(h_2 - h_1) =$$

$$= (1,217 - 1,181)\ 9,81\ (10,0 - 1,4) = 3,04\ Па;$$

$$p_2 = p_3 = 0.$$

Найдем необходимые аэрационные расходы, исходя из уравнений теплового баланса и баланса массы воздуха помещения (с учетом механической вентиляции):

– массовый расход воздуха, удаляемого через аэрационные проемы

$$M_у = \frac{Q + M_{пр}c_р(t_{пр} - t_н) - M_{выт}c_р(t_{выт} - t_н)}{c_р(t_у - t_н)} =$$

$$= \frac{1400 + \frac{3500}{3600}\cdot 1\cdot(18-17) - \frac{300000}{3600}\cdot 1\cdot(24-17)}{1(27,8-17)} =$$

$$= \frac{1400 + 9,72 - 583,33}{10,8} = 76,52\ кг/с;$$

– массовый расход воздуха, проходящего через приточные аэрационные проемы

$$M_п = M_у + M_{выт} - M_{пр} = 76,52 + \frac{300000}{3600} - \frac{35000}{3600} =$$

$$= 76,52 + 83,33 - 9,72 = 150,13\ кг/с.$$

Примем симметричное расположение приточных и вытяжных аэрационных проемов, тогда площади проемов определятся:

$$\left.\begin{aligned} S_1 = S_4 &= \frac{M_п}{2\mu_п\sqrt{2\rho_п(\rho_1 - \rho_0)}} = \frac{M_п}{2\mu_п(2\rho_п)^{\frac{1}{2}}(\rho_1 - \rho_0)^{\frac{1}{2}}};\\ S_2 = S_3 &= \frac{M_у}{2\mu_у(2\rho_у)^{\frac{1}{2}}(\rho_0 - \rho_2)^{\frac{1}{2}}} \end{aligned}\right\}. \quad (1^*)$$

В качестве приточных аэрационных проемов принимаем створки двойные верхнеподвесные с отношением $\frac{h}{b} = 0,5$ и углом открытия $\alpha = 60°$ (табл. 4.35). Коэффициент местного сопротивления для них $\xi_П = 3,5$; коэффициент расхода

$$\mu_п = \xi_п^{-0,5} = 0,53.$$

Вытяжные аэрационные проемы – П-образные вытяжные фонари с ветроотбойными щитами с углом открытия $\alpha = 70°$ (табл. 4.36); для них $\xi_у = 5,8$; $\mu_у = \xi_у^{-0,5} = 0,42$.

Из условия недопустимости «опрокидывания вытяжки» имеем:

$$\begin{aligned} (S_1 + S_4)\mu_п &= a(S_2 + S_3)\mu_у;\\ 2S_1\mu_п &= 2aS_2\mu_у. \end{aligned} \quad (2^*)$$

Принимаем $a = 1,3$.

В уравнении (1*) неизвестной величиной является давление воздуха в помещении p_0.

Совместное решение уравнений (1*) и (2*) дает:

$$\frac{M_п}{\rho_п^{\frac{1}{2}}(p_1 - p_0)^{\frac{1}{2}}} = \frac{1,3M_у}{\rho_у^{\frac{1}{2}}(p_0 - p_2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{150,13}{1,217^{\frac{1}{2}}(3,04 - p_0)^{\frac{1}{2}}} =$$

$$= \frac{1,3\cdot 76,52}{1,174^{\frac{1}{2}}(p_0 - 0)^{\frac{1}{2}}}.$$

Решая это уравнение, получаем $p_0 = 0,95$ Па. Отсюда площадь сечения приточных аэрационных проемов (с одной стороны здания)

$$S_1 = S_4 = \frac{150,13}{2\cdot 0,53(2\cdot 1,217)^{\frac{1}{2}}(3,04 - 0,95)^{\frac{1}{2}}} = 62,8\ м^2.$$

Справочник по гидравлике

Общая площадь сечения приточных проемов $S_{\text{общ..прит.}}=$ $= 125{,}6$ м^2. Определяем площадь сечения вытяжных проемов

$$S_2 = S_3 = \frac{76{,}52}{2\cdot 0{,}42(2\cdot 1{,}174)^{\frac{1}{2}}(0{,}95)^{\frac{1}{2}}} = 61 \text{ м}^2.$$

Общая площадь сечения вытяжных аэрационных проемов $S_{\text{общ. выт}} = 122$ м^2. Из уравнения (2*) находим $a = 1{,}299 \approx 1{,}3$, что совпадает с принятым значением.

Рассчитаем теперь необходимые площади живого сечения аэрационных проемов, если скорость ветра $V_{\text{В}} = 3{,}5$ м/с , другими словами, определим, как нужно изменить площади проемов при ветре, чтобы аэрационные приток и вытяжка остались неизменными.

Определяем давления на уровне середины аэрационных проемов с учетом дополнительного давления, создаваемого ветром:

$$\rho_1' = (C_{p1} - C_{p2})\frac{\rho_{\text{н}} V_{\text{в}}^2}{2} + (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}})g(h_2 - h_1) =$$

$$= (0{,}8 + 0{,}4)\frac{1{,}217\cdot 3{,}5^2}{2} + 3{,}04 = 11{,}98 \text{ Па};$$

$$\rho_4' = (-0{,}39 + 0{,}4)\frac{1{,}217\cdot 3{,}5^2}{2} + 3{,}04 = 3{,}11 \text{ Па};$$

$$\rho_2 = \rho_3 = 0.$$

Запишем уравнение баланса воздушных потоков в помещении:

$$S_1'\mu_1\sqrt{2\rho_{\text{п}} - \rho_0} + S_4'\mu_4\sqrt{2\rho_{\text{п}}(\rho_4 - \rho_0)} - S_2'\mu_2\sqrt{2\rho_{\text{у}}(\rho_0' - \rho_2')} -$$

$$-S_3'\mu_3\sqrt{2\rho_{\text{у}}(\rho_0 - \rho_3')} + \Delta M_{\text{мех}} = 0,$$

где $\Delta M_{\text{мех}}$ – дебаланс механической вентиляции

$$\Delta M_{\text{мех}} = M_{\text{пр}} - M_{\text{выт}} = 35000 - 300000 =$$

$$= -265000 \text{ кг/ч} = -73{,}61 \text{ кг/с}.$$

Для обеспечения устойчивости работы аэрации

$$S_1'\mu_1 + S_4'\mu_4 = a(S_2'\mu_2 + S_3'\mu_3).$$

Преобразуем уравнение баланса с учетом последнего выражения, принимая во внимание равенство коэффициентов расхода приточных и вытяжных аэрационных проемов соответственно

$$\mu_1 = \mu_4 = \mu_n;\ \mu_2 = \mu_3 = \mu_{\text{у}},$$

а также в силу принятой симметрии $S_2' = S_3'$, $S_1' = S_4'$,

$$S_1'\mu_n(2\rho_n)^{\frac{1}{2}}\left[(p_1' - p_0)^{\frac{1}{2}} + (p_4' - p_0)^{\frac{1}{2}}\right] -$$

$$-S_2'\mu_y(2\rho_y)^{\frac{1}{2}}\left[(p_0' - p_2)^{\frac{1}{2}} + (p_0 - p_3')^{\frac{1}{2}}\right] = -\Delta M_{\text{мех}}.$$

Разделив обе части равенства на величину аэрационного притока

$$M_{\text{п}} = S_1'\mu_{\text{п}}(2\rho_{\text{п}})^{\frac{1}{2}}\left[(\rho_1' - \rho_0)^{\frac{1}{2}} + (\rho_4' - \rho_0)^{\frac{1}{2}}\right],$$

получим

$$1 - \frac{1}{a}\left(\frac{\rho_{\text{у}}}{\rho_{\text{п}}}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{(p_0 - p_2')^{\frac{1}{2}} + (p_0 - p_3')^{\frac{1}{2}}}{(p_1' - p_0)^{\frac{1}{2}} + (p_4 - p_0)^{\frac{1}{2}}} = -\frac{\Delta M_{\text{мех}}}{M_{\text{п}}}.$$

Полагая, как было принято ранее, $a = 1{,}3$, подставляем известные величины в последнее выражение

$$1 - \frac{1}{1{,}3}\left(\frac{1{,}174}{1{,}217}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{(p_0 - 0)^{\frac{1}{2}} + (p_0 - 0)^{\frac{1}{2}}}{(11{,}98 - p_0)^{\frac{1}{2}} + (3{,}11 - p_0)^{\frac{1}{2}}} = -\frac{-73{,}61}{150{,}13}.$$

Вычисляя, находим

$$\frac{2p_0^{\frac{1}{2}}}{(11{,}98 - p_0)^{\frac{1}{2}} + (3{,}11 - p_0)^{\frac{1}{2}}} = 0{,}675.$$

Будем решать полученные уравнения методом подбора. Давление воздуха в помещении определится, очевидно, из условия $p_4 > p_0 > 0$.

Принимая $p_0 = 2$ Па, имеем

$$\frac{2\cdot 2^{\frac{1}{2}}}{(11{,}98 - 2{,}0)^{\frac{1}{2}} + (3{,}11 - 2)^{\frac{1}{2}}} = 0{,}67 < 0{,}675.$$

Приняв $p_0 = 2{,}1$ Па, получим

$$\frac{2\cdot 2^{\frac{1}{2}}}{(11{,}98 - 2{,}1)^{\frac{1}{2}} + (3{,}11 - 2{,}1)^{\frac{1}{2}}} = 0{,}698 > 0{,}675.$$

Интерполируя, находим $p_0 = 2{,}02$ Па.

Далее определяем площади живого сечения аэрационных проемов:

1) приточных

$$S_1' = S_4' = \frac{150{,}13}{0{,}53(2\cdot 1{,}217)^{\frac{1}{2}}\left[(11{,}98 - 2{,}02)^{\frac{1}{2}} + (3{,}11 - 2{,}02)^{\frac{1}{2}}\right]} = 43{,}23 \text{ м}^2;$$

$$S_{\text{общ.прит}} = 86{,}46 \text{ м}^2;$$

2) вытяжных

$$S_2' = S_3' = \frac{76{,}52}{0{,}42(2\cdot 1{,}174)^{\frac{1}{2}}\left[(2{,}02 - 0)^{\frac{1}{2}} + (2{,}02 - 0)^{\frac{1}{2}}\right]} = 41{,}83 \text{ м}^2;$$

$$S_{\text{общ.выт}} = 86{,}66 \text{ м}^2.$$

Таким образом, при воздействии ветра часть приточных и вытяжных аэрационных проемов для обеспечения требуемых расходов воздуха должна быть закрыта:

$$\Delta S_{\text{прит}} = 125{,}6 - 86{,}46 = 39{,}14 \text{ м}^2;$$

$$\Delta S_{\text{выт}} = 122 - 83{,}66 = 38{,}34 \text{ м}^2.$$

Проверим, соответствует ли принятое значение $a = 1{,}3$ расчетному:

$$a = \frac{2\cdot 43{,}23\cdot 0{,}53}{2\cdot 0{,}42\cdot 41{,}83} = 1{,}304.$$

Отметим в заключение, что аналогичный результат может быть достигнут без изменения площади живого сечения аэрационных проемов, только за счет уменьшения их коэффициентов расхода или, что то же самое, увеличения коэффициентов местного сопротивления путем прикрытия створок аэрационных проемов (изменения угла α проемов).

Справочник по гидравлике

Определим степень прикрытия проемов. Коэффициент расхода

$$\mu'_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{S'_1(2\rho_{\text{п}})^{\frac{1}{2}}\left[(p'_1 - p_0)^{\frac{1}{2}} + (p'_4 - p_0)^{\frac{1}{2}}\right]} =$$

$$= \frac{150{,}13}{62{,}8(2\cdot 1{,}217)^{\frac{1}{2}}\left[(11{,}98-2{,}02)^{\frac{1}{2}} + (3{,}11-2{,}02)^{\frac{1}{2}}\right]} = 0{,}365.$$

Коэффициент местного сопротивления приточного проёма

$$\xi_{\text{п}} = \mu_{\text{п}}^{-2} = 0{,}365^{-2} = 7{,}51.$$

Из табл. 4.35, интерполируя, находим, что угол открытия створок приточных проемов должен быть $\alpha = 34°$.

Коэффициент расхода вытяжных аэрационных фонарей

$$\mu'_{\text{у}} = \frac{M_{\text{у}}}{F'_2(2\rho_{\text{у}})^{\frac{1}{2}}\left[(p_0 - p'_2)^{\frac{1}{2}} + (p_0 - p'_3)^{\frac{1}{2}}\right]} =$$

$$= \frac{76{,}52}{2\cdot 61(2\cdot 1{,}174)^{\frac{1}{2}}\cdot 2{,}02^{\frac{1}{2}}} = 0{,}288.$$

Коэффициент местного сопротивления

$$\xi'_{\text{у}} = \mu'^{-2}_{\text{у}} = 12{,}06.$$

По табл. 4.36 находим угол открытия створок фонаря $\alpha = 33°$.

Таким образом, открывая створки приточного проема на угол $\alpha = 34°$, а фонари на 33°, можно обеспечить заданные аэрационные расходы воздуха, не изменяя общей площади живого сечения проемов.

Проверяем значение a:

$$a = \frac{62{,}8\cdot 0{,}365}{61\cdot 0{,}228} = 1{,}304,$$

что совпадает с принятым значением.

Оба способа изменения эквивалентных площадей могут быть использованы для регулирования аэрационных воздухообменов.

Пример 4.13 [22]

Рассчитать аэрацию трехпролетного здания для теплого периода года при следующих условиях: строительные объемы пролетов $W_{\text{I}} = W_{\text{III}} = 20000$ м^3, $W_{\text{II}} = 43000$ м^3; теплоизбытки от технологического оборудования $Q_{\text{I}} = 350$ кВт, $Q_{\text{II}} = 2500$ кВт; $Q_{\text{III}} = 320$ кВт; коэффициенты m, учитывающие долю теплоты, идущую на подогрев воздуха в рабочей зоне помещения от общих тепловыделений $m_{\text{I}} = 0{,}47$; $m_{\text{II}} = 0{,}16$; $m_{\text{III}} = 0{,}47$; площади проемов между пролетами $S_3 = S_6 = 100$ м^2. Высоты расположения центров аэрационных проемов приведены на рис. 4.44*а*. Температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = 20$ °С.

Решение. Рассчитываем теплонапряженность пролетов:

$$q = \frac{Q}{W}.$$

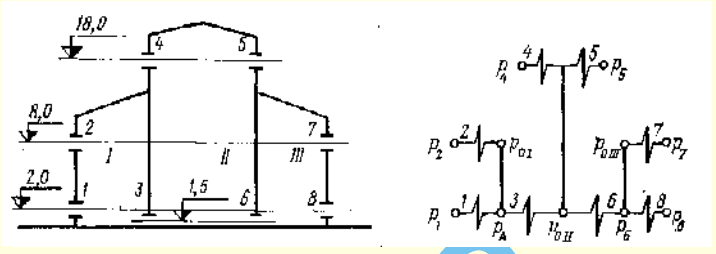


Рис. 4.44. К примеру 4.13

$$q_{\text{I}} = \frac{350\cdot 10^3}{20000} = 17{,}5 \text{ Вт/м}^3; \quad q_{\text{II}} = \frac{2500\cdot 10^3}{43000} = 58{,}13 \text{ Вт/м}^3;$$

$$q_{\text{III}} = \frac{320\cdot 10^3}{20000} = 16 \text{ Вт/м}^3.$$

Следовательно, в пролетах I и III теплонапряженность невелика (менее 20 Вт/м^3), а в помещении II – значительна. С учетом этого допустимая по санитарным нормам температура в этих пролетах определяется соответственно [6]:

$$t_{\text{р.з I}} = t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{доп}} = 20 + 3 = 23 \text{ °С}; \quad t_{\text{р.з II}} = 20 + 5 = 25 \text{ °С};$$

$$t_{\text{р.з III}} = 20 + 3 = 23 \text{ °С}.$$

Температура удаляемого из I и III пролетов воздуха

$$t_{\text{у}} = t_{\text{н}} + \frac{t_{\text{р.з.}} - t_{\text{н}}}{m};$$

$$t_{\text{у I}} = 20 + \frac{23-20}{0{,}47} = 26{,}4 \text{ °С}; \quad t_{\text{у III}} = 26{,}4 \text{ °С}.$$

Поскольку аэрационный приток в пролет II осуществляется из рабочей зоны пролетов I и III, температура уходящего воздуха в нем определяется выражением

$$t_{\text{уII}} = t_{\text{нII}} + \frac{t_{\text{р.з.II}} - t_{\text{нII}}}{m_{\text{II}}} = 23 + \frac{25-23}{0{,}16} = 35{,}5 \text{ °С}.$$

Средние по высоте пролетов температуры воздуха:

$$t_{\text{вI}} = 0{,}5(t_{\text{р.з.I}} + t_{\text{уI}}) = 0{,}5(23 + 26{,}4) = 24{,}7 \text{ °С};$$

$$t_{\text{вII}} = 0{,}5(25 + 35{,}5) = 30{,}25 \text{° С}; \quad t_{\text{вIII}} = 24{,}7 \text{ °С}.$$

Плотность воздуха при соответствующих температурах:

$$\rho_{\text{н}} = \rho_{\text{пI}} = \rho_{\text{пIII}} = \frac{353}{T} = \frac{353}{273+20} = 1{,}204 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{вI}} = \rho_{\text{вIII}} = 1{,}186 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_{\text{уI}} = \rho_{\text{уIII}} = 1{,}179 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{пII}} = \rho_{\text{р.з.I}} = \rho_{\text{р.з.III}} = 1{,}193 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_{\text{вII}} = 1{,}164 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{\text{уII}} = 1{,}144 \text{ кг/м}^3.$$

Принимаем за условный нуль давление на уровне центров аэрационных проемов *4* и *5*. Определим давление с наружных сторон здания на уровне центров аэрационных проемов (расчет выполняем для наиболее неблагоприятного режима работы системы аэрации, соответствующего отсутствию ветра):

$$p_1 = (h_4 - h_1)(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{вII}})g = (18{,}0 - 2{,}0)(1{,}204 - 1{,}164)9{,}81 = 6{,}28 \text{ Па};$$

$$p_2 = (h_4 - h_2)(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{вII}})g = (18{,}0 - 8{,}0)(1{,}204 - 1{,}164)9{,}81 = 3{,}92 \text{ Па};$$

$$p_4 = p_5 = 0; \quad p_7 = p_2 = 3{,}92 \text{ Па}; \quad p_8 = p_1 = 6{,}28 \text{ Па}$$

(заметим, что здесь в качестве расчетной плотности воздуха в помещении выбрана плотность при температуре в про

Справочник по гидравлике

лете II, где средняя температура воздуха выше, чем в остальных).

Схема связей воздуха помещений и наружного воздуха приведена на рис. 4.44*б*. Для обеспечения аэрации воздуха в проеме *1* необходимо, чтобы давление воздуха в помещении p_{0I} было меньше p_1 и больше p_2, т. е. $p_1 > p_{0I} > p_2$. Давление внутри помещения изменяется от величины p_{0I} на уровне центра проема *2* до $p_{0I} + (h_2 - h_1)(p_{вI} - p_{вII})g$. Для обеспечения устойчивости аэрации в помещении при a = 1,3 необходимо выдержать условие

$$a^2 \Delta p_п \rho_п = \Delta p_у \rho_у$$

или $$\Delta p_1 = 0,59 \Delta p_2 \frac{\rho_{уI}}{\rho_{пI}};$$

с другой стороны,

$$\Delta p_1 = p_1 - [p_{0I} + (h_2 - h_1)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g]; \quad \Delta p_2 = p_{0I} - p_2.$$

Решая совместно три последних уравнения, находим

$$0,59 \Delta p_2 \frac{\rho_{уI}}{\rho_{пI}} = p_1 - p_{0I} - (h_2 - h_1)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g;$$

откуда

$$p_{0I} = \frac{0,578 p_2 + p_1 - (h_2 - h_1)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g}{1,578} =$$

$$= \frac{0,578 \cdot 3,92 + 6,28 - (8,0 - 2,0)(1,186 - 1,164)9,81}{1,578} = 4,59 \text{ Па}.$$

Очевидно, $p_{0III} = p_{0I} = 4,59$ Па, отсюда

$$\Delta p_1 = \Delta p_8 = 6,28 - 4,59 - (8,0 - 2,0)(1,186 - 1,164)9,81 = 0,40 \text{ Па};$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_7 = p_{0I} - p_2 = 4,59 - 3,92 = 0,67 \text{ Па}.$$

Аэрационный приток в пролет II из пролетов I и III обусловлен избыточным давлением $p_А = p_Б$ на уровне центров аэрационных проемов *3* и *6*

$$p_А - p_Б = p_{0I} + (h_2 - h_3)(\rho_{вI} - \rho_{вII})g =$$

$$= 4,59 + (8,0 - 1,5)(1,186 - 1,164) \cdot 9,81 = 6,0 \text{ Па}.$$

Требуемый аэрационный воздухообмен в пролете II

$$M_{пII} = M_{уII} = \frac{Q_{II}}{c_р (t_{уII} - t_{пII})} = \frac{2500}{1(35,5 - 23)} = 200 \text{ кг/с}.$$

Давление p_{0II} в пролете II на уровне центров аэрационных проемов *3* и *6*, требуемое для обеспечения расчетного притока воздуха в помещение, определим из уравнения

$$M_{пII} = M_{уII} = S_3 \mu_3 \sqrt{2 \rho_{р.з.I} (p_А - p_{0II})} + S_6 \mu_6 \sqrt{2 \rho_{р.з.III} (p_Б - p_{0II})}.$$

В силу равенств

$S_3 = S_6$; $\mu_3 = \mu_6$; $\rho_{р.з.I} = \rho_{р.з.III}$ и $p_А = p_Б$ имеем

$M_{пII} = 2 S_3 \mu_3 \sqrt{2 \rho_{р.з.I} (p_А - p_{0III})}$, откуда

$$p_{0II} = \frac{p_А - M_{пII}^2}{8 S_3^2 \mu_3^2 \rho_{р.з.I}}.$$

В качестве аэрационных проемов *3* и *6* принимаем аэрационные ворота, значение коэффициента местного сопротивления для которых находим из табл. 4.35 $\xi = 2,4$.

Коэффициент расхода $\mu = \xi^{-0,5} = 0,645$;

$$p_{0II} = 6,0 - \frac{200^2}{8 \cdot 100^2 \cdot 0,645^2 \cdot 1,193} = 1,01 \text{ Па}.$$

Расходы воздуха через аэрационные ворота (проемы 3 и 6)

$$M_3 = M_6 = \frac{M_{пII}}{2} = 100 \text{ кг/с}.$$

Рассчитаем необходимые аэрационные воздухообмены в пролетах I и III:

$$M_{уI} = \frac{Q_I - c_р M_3 (t_{р.з.I} - t_н)}{c_р (t_{уI} - t_н)} = \frac{350 - 1 \cdot 100(23 - 20)}{1(26,4 - 20)} = 7,81 \text{ кг/с};$$

$$M_{пI} = M_{уI} + 0,5 M_{пII} = 7,81 + 100 = 107,81 \text{ кг/с};$$

$$M_{уIII} = \frac{Q_{III} - c_р M_в (t_{р.з.III} - t_н)}{c_р (t_{уIII} - t_н)} = \frac{320 - 1 \cdot 100(23 - 20)}{1(26,4 - 20)} = 3,13 \text{ кг/с};$$

$M_{пI} = 103,13$ кг/с.

Определим теперь площади всех аэрационных проемов по уравнению:

$$S_i = \frac{M_i}{\mu_i (2\rho_i)^{\frac{1}{2}} (\Delta\rho_i)^{\frac{1}{2}}}; \quad S_1 = \frac{107,81}{0,35(2 \cdot 1,204)^{\frac{1}{2}} 0,4^{\frac{1}{2}}} = 314 \text{ м}^2;$$

$$S_2 = \frac{7,81}{0,6(2 \cdot 1,179)^{\frac{1}{2}} (0,67)^{\frac{1}{2}}} = 10,4 \text{ м}^2;$$

$$S_4 = S_5 = \frac{100}{0,33(2 \cdot 1,144)^{\frac{1}{2}} (1,01 - 0)^{\frac{1}{2}}} = 199 \text{ м}^2;$$

$$S_7 = \frac{3,13}{0,6(2 \cdot 1,179)^{\frac{1}{2}} (0,67)^{\frac{1}{2}}} = 4,2 \text{ м}^2;$$

$$S_8 = \frac{103,13}{0,35(2 \cdot 1,204)^{\frac{1}{2}} (0,4)^{\frac{1}{2}}} = 300 \text{ м}^2;$$

(при расчете принято $\mu_1 = \mu_8 = 0,35$; $\mu_2 = \mu_7 = 0,6$; $\mu_4 = \mu_5 = 0,33$).

4.4. МЕХАНИЧЕСКАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

4.4.1. Классификация вентиляторов

В соответствии с ГОСТ 22270–76 «Оборудование для кондиционирования воздуха, вентиляции и отопления. Термины и определения» вентиляторами (*нем.* Lüfter, *англ.* Fan) называют вращающиеся лопаточные машины, передающие механическую энергию газу в одном или нескольких рабочих колесах, вызывая таким образом непрерывное течение газа при его относительном максимальном сжатии 1,3.

Наиболее распространены вентиляторы радиальные (центробежные) и осевые, а также модификации радиальных вентиляторов – диагональные и диаметральные.

Название вентилятора связано *с направлением течения в рабочем колесе* – основном его элементе, в котором механическая энергия передается воздуху посредством динамического действия лопаток. В рабочем колесе мощность, подведенная к валу от привода, преобразуется (с определенными потерями) в полезную гидравлическую мощность потока.

Справочник по гидравлике

Радиальным вентилятором (*нем.* Radiallufter; *англ.* Centrifugal fan) называют вентилятор, у которого, направление меридиональной составляющей скорости потока газа на входе в рабочее колесо параллельно, а на выходе из рабочего колеса перпендикулярно оси его вращения. В радиальном вентиляторе рабочим органом является вращающееся центробежное колесо.

В **осевом вентиляторе** (*нем.* Axiallüfter; *англ.* Axial fan) меридиональная составляющая скорости потока газа на входе в рабочее колесо и на выходе из него параллельна оси его вращения. Рабочим органом осевого вентилятора является лопаточное рабочее колесо пропеллерного типа.

Рабочим органом **диаметрального вентилятора** (*нем.* Querstromgeblase; *англ.* Transverse flow whee) является центробежное колесо с загнутыми вперед лопатками, при этом направление меридиональной составляющей скорости потока газа на входе в рабочее колесо и на выходе из него перпендикулярно оси его вращения.

Диагональным вентиляторам называется вентилятор, у которого направление меридиональной составляющей скорости потока газа на входе в рабочее колесо параллельно оси его вращения, а на выходе из рабочего колеса – под углом, образующим с осью его вращения около 45°.

В зависимости от рода и агрессивности перекачиваемого газа или смеси, что определяет материал корпуса и рабочего колеса, а также исполнение защиты электропривода, вентиляторы изготавливают:

– **для обычных сред** – неагрессивных газов с температурой до 80 °С и запыленностью до 100 мг/м^3;

– **пылевые вентиляторы** (*англ.* Fan for handling dust laden gases) – для перемещения газов с температурой до 80 °С и запыленностью более 100 мг/м^3 или для пневматического транспортирования сыпучих и волокнистых материалов;

– **коррозионностойкие вентиляторы** (*англ.* Fan for handling corrosive and moist gases) – для перемещения агрессивных газов с температурой до 80 °С и запыленностью до 100 мг/м^3;

– **вентиляторы теплостойкого исполнения** (*англ.* Fan for handling hot gases) – для перемещения газа с температурой от 80 до 200 °С;

– **взрывозащищенные вентиляторы** – для перемещения взрывоопасных смесей.

По числу рабочих колес осевые и центробежные вентиляторы могут быть **одно- или многоступенчатыми**. Увеличение числа ступеней (что соответствует их последовательному соединению) приводит практически к пропорциональному увеличению давления, развиваемого вентилятором при данной производительности. Диаметральные вентиляторы могут состоять из нескольких секций, соединенных в направлении их оси вращения, т. е. параллельно, что приводит к соответствующему увеличению производительности вентилятора при данном давлении.

В соответствии с количеством всасывающих отверстий и типом рабочего колеса радиальные вентиляторы могут быть одностороннего и двухстороннего всасывания.

В зависимости от возможности направлять поток газа от всасывающего фланца к нагнетательному фланцу и наоборот вентиляторы подразделяют на **реверсивные и нереверсивные.** По своему принципу действия радиальные вентиляторы не могут быть реверсивными.

По направлению оси вращения вентиляторы могут быть **горизонтальные и вертикальные**, а в некоторых особых случаях ось может быть наклонена под требуемым углом к горизонту (при применении соответствующих подшипников).

По направлению вращения рабочего колеса возможны вентиляторы **правого и левого вращения**. Вентилятор, рабочее колесо которого вращается по часовой стрелке на виде со стороны всасывания, называется **вентилятором правого вращения**.

В зависимости от наличия устройства, регулирующего скорость вращения рабочего колеса, или возможности *поворота лопаток* рабочего колеса вентиляторы делятся на **регулируемые и нерегулируемые.**

4.4.2. Основные параметры вентиляторов

Геометрические параметры

Для обеспечения широких пределов в производительности вентиляторы проектируют сериями, состоящими из нескольких разных по размерам, но обычно геометрически подобных номеров. В соответствии с ГОСТ 10616–90 «Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры» (приложение 4.1) размеры вентиляторов характеризуются его номером. За номер вентилятора принимается значение, соответствующее диаметру рабочего колеса D, измеренному по внешним кромкам лопаток и выраженному в дециметрах. Например, вентилятор с D = 200 мм обозначается № 2, D = = 630 мм – № 6,3 и т.д.

В ГОСТ 10616–90 рекомендуются размеры вентиляторов, представленные в табл. 4.46.

Аэродинамические параметры

Основными аэродинамическими параметрами вентиляторов являются производительность, полное, динамическое и статическое давления, мощность вентилятора, его полный и статический КПД.

Производительность (объемный расход) вентилятора Q, м^3/с – объемное количество газа, поступающего в вентилятор в единицу времени, отнесенное к условиям входа в вентилятор.

Полное давление вентилятора p_v, Па – разность абсолютных полных давлений потока при выходе из вентилятора и перед входом в него при определенной плотности газа – определяется по формуле

$$p_v = p_{02} - p_{01}, \qquad (4.87)$$

где p_{02} – абсолютное полное давление потока при выходе из вентилятора, Па.

p_{01} – абсолютное полное давление потока перед входом в вентилятор, Па.

Необходимо отметить, что полное давление вентилятора p_v расходуется на преодоление полного сопротивления сети.

Динамическим давлением вентилятора p_{dv} [Па] – называется динамическое давление потока при выходе из вентилятора, рассчитанное по средней скорости в выходном сечении вентилятора:

$$p_{dv} = \frac{1}{2}\rho\left(\frac{Q}{S_в}\right)^2 = \frac{1}{2}\rho V_в^2, \qquad (4.88)$$

где ρ – плотность газа, кг/м^3;

Справочник по гидравлике

Таблица 4.46

Размеры вентиляторов

Номер вентилятора	*D*, мм	Номер вентилятора	*D*, мм	Номер вентилятора	*D*, мм
1	100	2,8	280	8	800
1,12	112	3,15	315	9	900
1,25	125	3,55	355	10	1000
1,4	140	4	400	11,2	1120
1,6	160	4,5	450	12,5	1250
1,8	180	5	500	14	1400
2	200	5,6	560	16	1600
2,24	224	6,3	630	18	1800
2.5	250	7,1	710	20	2000

$V_в$ – среднерасходная скорость потока при выходе из вентилятора, м/с, определяется по формуле

$$V_в = \frac{Q}{S_в}, \quad (4.89)$$

где Q – производительность вентилятора, м^3/с;

$S_в$ – площадь выходного отверстия вентилятора, м^2.

Статическим давлением вентилятора p_{sv} (Па) называется разность его полного и динамического давления

$$p_{sv} = p_v - p_{dv}. \quad (4.90)$$

Мощностью вентилятора N, [кВт] называется мощность на валу вентилятора без учета потерь в подшипниках и элементах привода.

За **полный КПД вентилятора** η принимается отношение полезной мощности вентилятора к мощности, потребляемой вентилятором:

$$\eta = \frac{N_v}{N} = \frac{Q \cdot p_v}{1000N}. \quad (4.91)$$

За **статический КПД вентилятора** η_s принимается отношение полезной мощности вентилятора N_{sv}, равной произведению статического давления вентилятора p_{sv} на его производительность Q, к мощности, потребляемой вентилятором:

$$\eta_s = \frac{N_{sv}}{N} = \frac{Q \cdot p_{sv}}{1000N}. \quad (4.92)$$

Для сравнения вентиляторов различных типов и оценки пригодности работы вентилятора в режиме, заданном величинами Q, p_v, D и частотой вращения n, служат критерии:

быстроходность $n_у$ [(м/с)^{1,5}Па$^{-0,75}$]:

$$n_у = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{p_v}{9,8}\right)^{\frac{3}{4}}}; \quad (4.93)$$

габаритность $D_у$ [(м/с)$^{-0,5}$Па^{0,25}]:

$$D_у = \frac{D \cdot \sqrt[4]{\frac{p_v}{9,8}}}{\sqrt{Q}} \quad (4.94)$$

и безразмерные параметры:

коэффициент производительности φ

$$\varphi = \frac{Q}{S \cdot u}, \quad (4.95)$$

где u – окружная скорость рабочего колеса, м/с, определяемая по формуле $u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$,

S – площадь круга диаметром $D\left(S = \frac{\pi D^2}{4}\right)$;

коэффициент полного давления ψ

$$\psi = \frac{2p_v}{\rho u^2}; \quad (4.96)$$

коэффициент статического давления ψ_s

$$\psi_s = \frac{2p_{sv}}{\rho u^2}; \quad (4.97)$$

коэффициент динамического давления ψ_d

$$\psi_d = \frac{2p_{dv}}{\rho u^2}; \quad (4.98)$$

коэффициент потребляемой мощности λ

$$\lambda = \frac{2000N}{\rho S u^3}. \quad (4.99)$$

По указанным безразмерным параметрам можно определить полный КПД вентилятора

$$\eta = \frac{\psi\varphi}{\lambda}, \quad (4.100)$$

статический КПД вентилятора

$$\eta_S = \frac{\psi_S\varphi}{\lambda}, \quad (4.101)$$

а также его быстроходность

$$n_у = 138,0\frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} \quad (4.102)$$

Справочник по гидравлике

и габаритность

$$D_{\text{у}} = 0,56\frac{\varphi^{\frac{1}{4}}}{\psi^{\frac{1}{2}}}. \qquad (4.103)$$

Критерий быстроходности характеризует тип вентилятора. Этот критерий очень удобен для классификации, выбора и расчета вентиляторов, однако не позволяет учитывать их экономичность (КПД), т. е. его не следует считать универсальным.

Геометрически подобные вентиляторы, вне зависимости от абсолютных размеров, частоты вращения и плотности перемещаемых газов имеют одинаковое значение быстроходности.

Численное значение быстроходности $n_{\text{у}}$ позволяет судить о взаимозависимости основных геометрических параметров вентилятора. Например, большим значениям быстроходности, т. е. относительно большим значениям производительности (Q – в числителе формулы), у радиальных вентиляторов соответствуют более широкие рабочие колеса, больший диаметр входа, большее число лопаток, а у осевых вентиляторов – меньший диаметр втулки, меньшее число лопаток (рис. 4.45).

Ниже приведены ориентировочные значения критериев быстроходности для некоторых вентиляторов:

Вентиляторы:	*Быстроходность*
радиальные высокого давления	10–30
радиальные низкого и среднего давления с лопатками колес:	
загнутыми вперед	30–60
загнутыми назад	50–80
радиальные двустороннего всасывания	80–120
дисковые	более 80
осевые для повышенных давлений со спрямляющими аппаратами	120–200
осевые с листовыми крученными лопатками	200–400

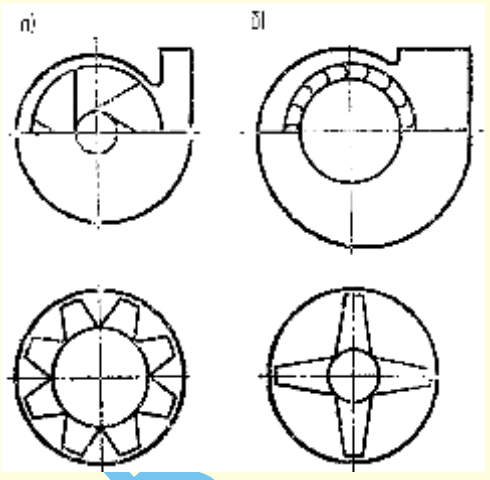


Рис. 4.45. Вентиляторы разной быстроходности: *а* – малые $n_{\text{у}}$; *б* – большие $n_{\text{у}}$

На рис. 4.46 в координатах p_v, Q нанесены области применения некоторых вентиляторов общего назначения и специальных. Для радиальных (центробежных) вентиляторов область применения довольно широка и в сравнении с осевыми она смещается влево и вверх. Дутьевые вентиляторы и дымососы, используемые в тяжелой промышленности, в основном относятся к вентиляторам среднего и высокого давления. Для вентиляторных градирен обычно используются специальные осевые отсасывающие или нагнетательные вентиляторы. Они имеют большую производительность при незначительных давлениях и значительно легче радиальных вентиляторов. Имеется большое количество вентиляторов малой производительности, работающих по рассмотренным выше принципам, однако области их предпочтительного применения еще недостаточно обоснованы. Применение их обусловливается целевыми назначениями установки, компоновочными решениями, требованиями по шуму, вибрации и т. п.

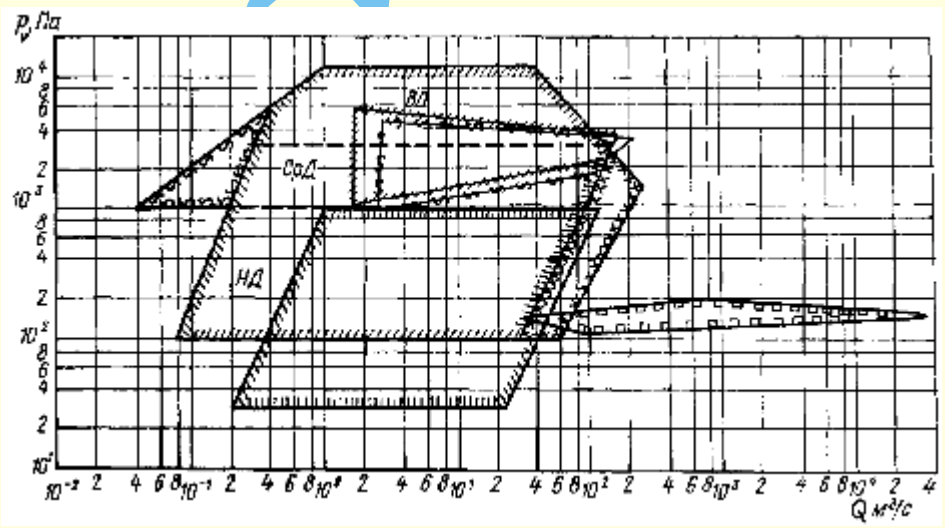


Рис. 4.46. Области применения различных вентиляторов:
– осевых одноступенчатых (η_{max} = 0,68 ÷ 0,8); – специальных осевых (для градирен); – радиальных (общего назначения одностороннего всасывания); – радиальных (одностороннего всасывания при n = 3000 об/мин); – радиальных двустороннего всасывания; – дутьевых вентиляторов (типа ВД); – дымососов (типа Д)

Справочник гидравлика

Вентиляторные установки часто предназначаются для перемещения газов, содержащих значительное количество взвешенных твердых частиц, вызывающих износ деталей и коррозию. Например, в таких условиях работают дымососы котлов, вентиляторы цементных производств, огнеупорной промышленности и т. п. В этих случаях применяют специальные вентиляторы, с малой частотой вращения и относительно большими диаметрами колес. В судостроительной, авиационно-космической и радиоэлектронной промышленности часто предъявляются повышенные требования к габаритным характеристикам вентиляторов. Поэтому здесь нашли применение высокооборотные вентиляторы из легких сплавов со встроенными двигателями. Стремление уменьшить габариты и повысить рабочее давление вентиляторов привело к созданию нового типа вентиляторов – канальных.

Определенные требования к воздушной среде некоторых производственных помещений, обслуживаемых вентиляторными установками, обусловили появление различных специальных исполнений вентиляторов, например, радиальных из нержавеющей стали, пылевых, пылезащищенных, из алюминиевых сплавов с повышенной защитой от искрообразования, взрывозащитных коррозионностойких, коррозионностойких из титановых сплавов или пластмассовых, осевых из разнородных металлов с повышенной защитой от искрообразования, крышных.

4.4.3. Аэродинамические характеристики вентиляторов

Аэродинамические характеристики вентиляторов графически выражают связь между основными параметрами его работы, по ним оцениваются аэродинамические качества вентилятора.

По ГОСТ 10616–90 аэродинамические характеристики **вентиляторов представляются в виде графиков** зависимости полного p_v и статического p_{sv} и (или) динамического p_{dv} давлений, развиваемых вентилятором, потребляемой мощности N, полного η и статического η_s КПД от производительности Q при определенной плотности газа ρ перед входом в вентилятор и постоянной частоте вращения его рабочего колеса (рис. 4.47). На графиках должны быть указаны размерности аэродинамических параметров. Все перечисленные зависимости строят, как правило, на одном графике в соответствующих масштабах, причем производительность Q откладывают по оси абсцисс.

Допускается построение аэродинамических характеристик при частоте вращения, изменяющейся в зависимости от производительности, с указанием этой зависимости n (Q) на графике.

Наиболее важной является кривая зависимости полного давления от производительности вентилятора $p_v(Q)$ – так называемая характеристика давления вентилятора (напорная характеристика).

Характеристиками вентилятора по статическому давлению – зависимостями $p_{sv}(Q)$ и $\eta_s(Q)$ – удобно пользоваться в тех случаях, когда вся сеть находится на стороне всасывания вентилятора, а выход потока в атмосферу происходит из самого вентилятора. Допускается при построении аэродинамических характеристик кривые $p_{sv}(Q)$; $p_{dv}(Q)$; $\eta_s(Q)$ не указывать.

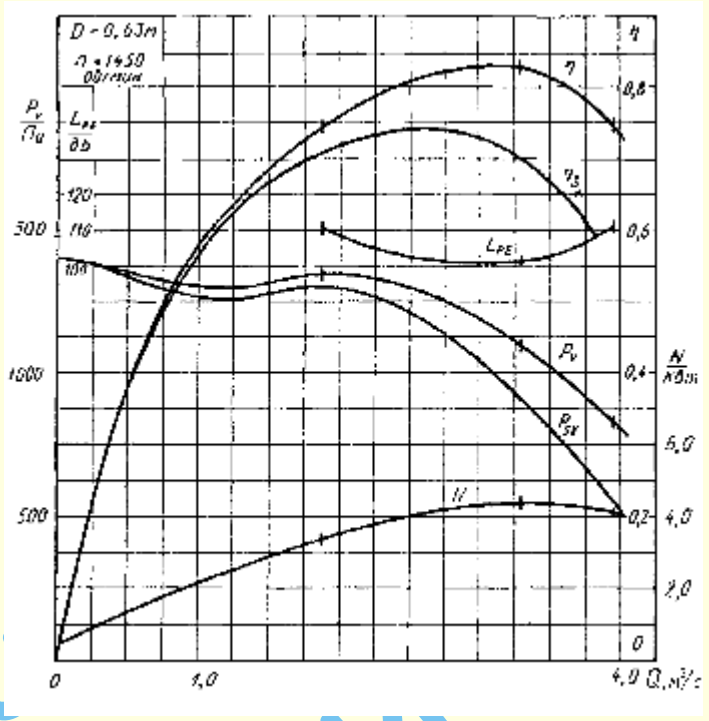


Рис. 4.47. Аэродинамическая характеристика вентилятора

Получить достаточно точные аэродинамические характеристики вентилятора расчетным путем весьма затруднительно, поэтому они строятся по результатам аэродинамических испытаний, проведенных в лабораторных условиях в соответствии с ГОСТ 10921–90, с указанием типа присоединения вентилятора к сети.

Для вентиляторов общего назначения аэродинамические характеристики приводятся для работы на воздухе при нормальных условиях (плотность 1,2 кг/м^3, барометрическое давление 101,34 кПа, температура +20 °С и относительная влажность 50%).

Для вентиляторов, перемещающих воздух и газ, который имеет плотность, отличающуюся от 1,2 кг/м^3, на графиках должны приводиться дополнительные шкалы для величин p_v, p_{sv}, N, соответствующие действительной плотности перемещаемой среды.

Для вентиляторов, создающих полное давление p_v, превышающее 3% от абсолютного полного давления потока p_{v1} перед входом в вентилятор, при расчете аэродинамических характеристик должны вводиться поправки, учитывающие сжимаемость перемещаемого газа согласно ГОСТ 10921–90.

При построении характеристики мощности вентилятора $N(Q)$ потери мощности в подшипниках и передаче не учитывают, так как способ соединения рабочего колеса с двигателем определяется в каждом конкретном случае.

У вентиляторов общего назначения, предназначенных для работы с присоединяемой к ним сетью, за **рабочий участок характеристики** должна приниматься та ее часть, на которой значение полного КПД $\eta \geq 0{,}9\eta_{max}$. Производительность вентилятора, соответствующая максимальному КПД, называется **оптимальной**, как и соответствующий ей режим работы вентилятора. Величина максимального КПД вентилятора определяет одно из важнейших его качеств – экономичность.

Справочник гидровлич

Максимальные значения КПД обычно выше у осевых вентиляторов, но они не могут развивать таких больших давлений, как радиальные. Среди радиальных вентиляторов наибольший КПД достигается при лопатках, загнутых назад.

Для вентиляторов, работающих при различных частотах вращения, приводятся рабочие участки кривых $p_v(Q)$, построенные в логарифмическом масштабе, на которых должны быть нанесены линии постоянных значений КПД η, мощности N, указаны окружная скорость u рабочего колеса и его частота вращения n (рис. 4.48). Верхняя кривая $p_v(Q)$ обычно соответствует наибольшей допустимой по соображениям прочности или шуму частоте вращения, а нижняя кривая η = const определяет условия работы вентилятора без сети при $Q = Q_{max}$.

Для сравнения вентиляторов разных типов, а также для расчета размерных параметров используются безразмерные аэродинамические характеристики, представляющие собой графики зависимости коэффициентов полного ψ и статического ψ_s давлений, мощности λ, полного η и статического η_s КПД от коэффициента производительности φ (рис. 4.49).

На графиках ψ(φ) должны указываться значения быстроходности вентилятора n_y (черт. 4.49) или линии постоянных значений n_y (рис. 4.50), а также диаметр D рабочего колеса и частота вращения, при которых получена характеристика.

Для вентиляторов, имеющих поворотные лопатки рабочих колес или аппаратов, должен приводиться сводный график аэродинамических характеристик, соответствующих разным углам установки лопаток Θ_k, с нанесенными на нем линиями постоянных значений КПД и быстроходности (рис. 4.50).

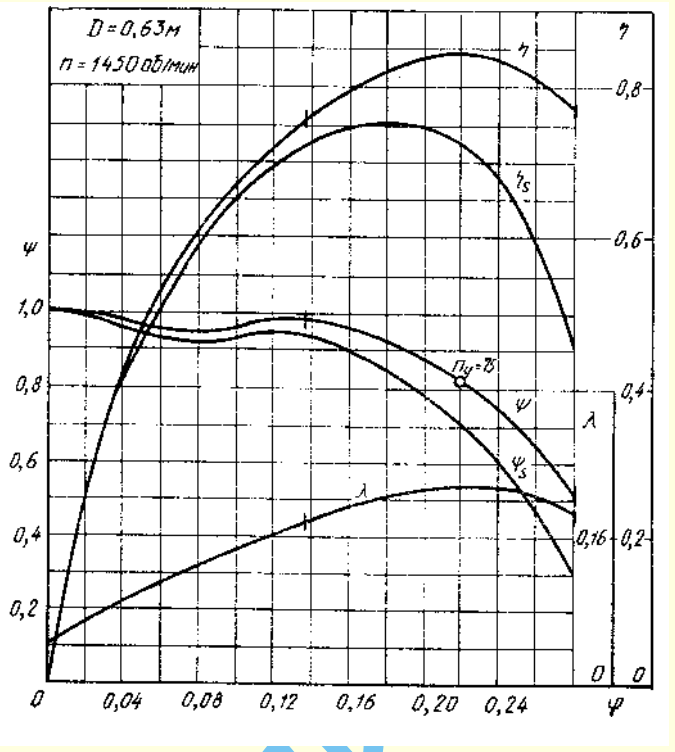


Рис. 4.49. Безразмерные аэродинамические характеристики вентилятора

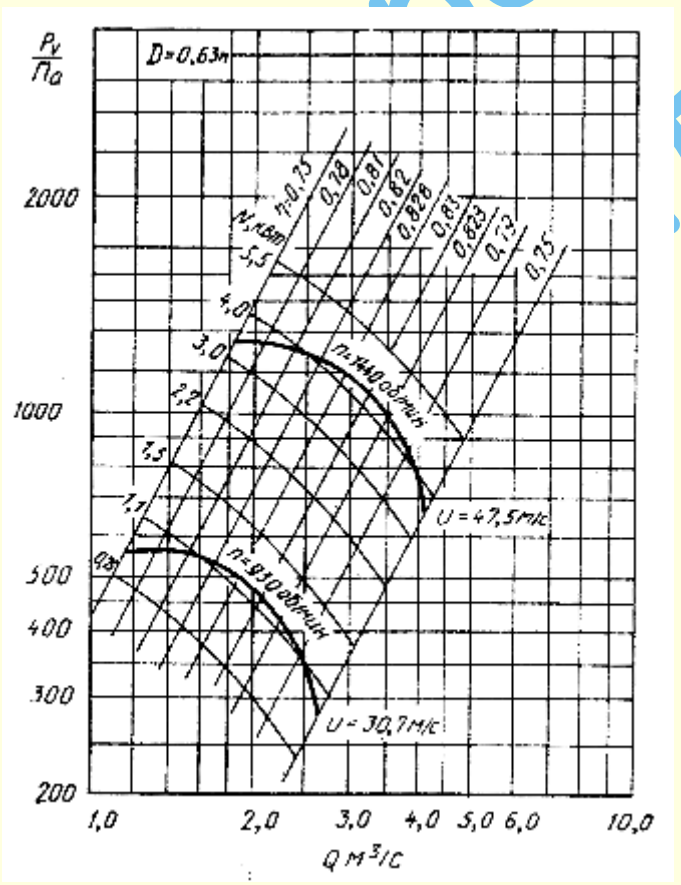


Рис. 4.48. Аэродинамическая характеристика вентилятора при различных частотах вращения

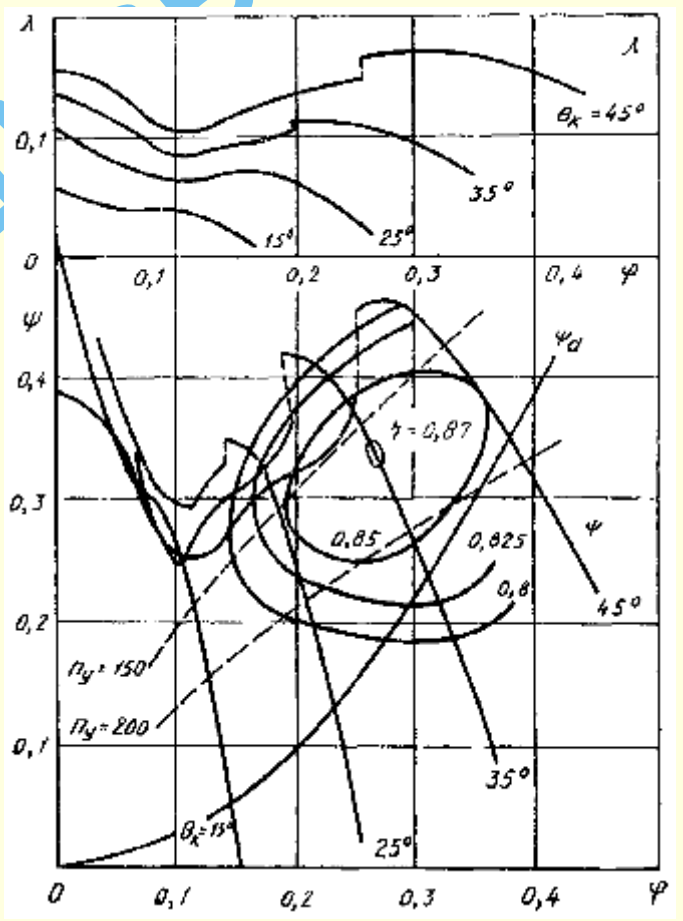


Рис. 4.50. Безразмерные аэродинамические характеристики вентилятора с поворотными лопатками рабочих колес или аппаратов

Аэродинамические характеристики вентиляторов весьма наглядно отражают особенности их работы и позволяют подобрать для данного воздуховода наиболее экономичный вентилятор.

4.4.4. Акустические параметры вентиляторов

В соответствии с ГОСТ 10616–90 акустическими параметрами вентилятора являются уровни звуковой мощности L_{pi}, (дБ) в октавных полосах со среднегеометрическими частотами от 125 до 8000 Гц и корректированный уровень звуковой мощности L_{pA}, (дБА).

Акустические качества вентиляторов должны оцениваться по шумовым характеристикам в виде графика зависимости корректированного уровня звуковой мощности L_{pA} от производительности вентилятора на рабочем участке и в виде таблицы октавных уровней звуковой мощности на режиме максимального КПД при определенной плотности газа перед входом в вентилятор и постоянной частоте вращения рабочего колеса (рис. 4.47).

Шумовые характеристики должныр определяться по данным акустических испытаний, проведенных одним из способов, указанных в ГОСТ 12.2.028–84, с указанием типа присоединения к сети, при котором получена характеристика.

При этом определяется отдельно шум на сторонах всасывания и нагнетания и вокруг вентилятора.

Для вентиляторов, имеющих поворотные лопатки рабочих колес или поворотные лопатки направляющих аппаратов, шумовые характеристики должны определяться при всех углах установки лопаток и приводиться в виде сводного графика и таблицы.

В п. 4.5 приведены методики оценочного расчета шумовых характеристик вентиляторов, воздуховодов, дросселирующих и распределительных устройств.

4.4.5. Радиальные вентиляторы

Обычный радиальный (центробежный) вентилятор (рис. 4.51–4.52) представляет собой лопаточное рабочее колесо турбинного типа, расположенное в спиральном корпусе. Воздух, поступающий через входное отверстие, попадает в каналы между лопатками колеса; при вращении колеса под действием возникающей центробежной силы он перемещается по этим каналам, собирается спиральным корпусом и направляется в его выходное отверстие.

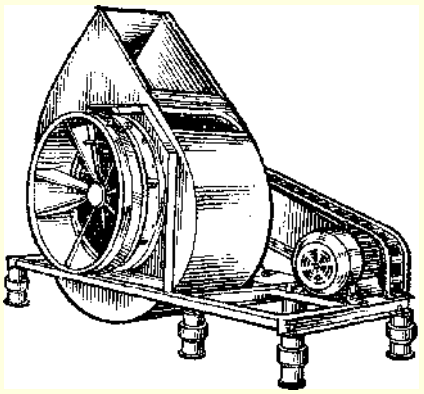


Рис. 4.51. Радиальный вентилятор

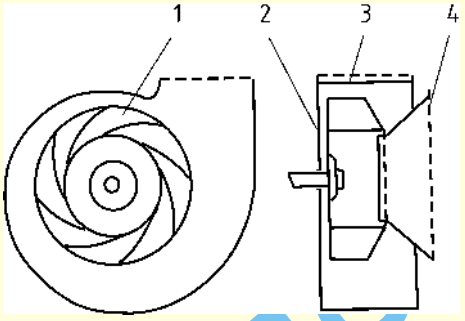


Рис. 4.52. Схема радиального вентилятора:
1 – лопаточное колесо; *2* – спиральный корпус;
3 – выходное отверстие; *4* – входное отверстие

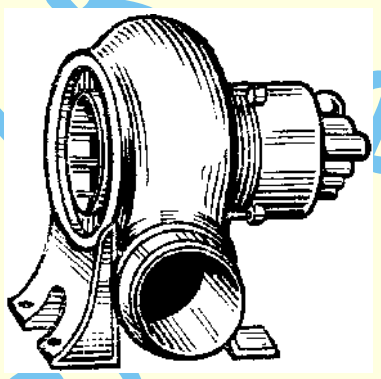


Рис. 4.53. Радиальный вентилятор с литым корпусом

Радиальные рабочие колеса обычного типа состоят из лопаток, переднего диска, заднего диска и ступицы. При вращении рабочего колеса механическая энергия передается воздуху посредством динамического действия лопаток.

Вентиляторы специального назначения (например пылевые) имеют лопатки, расположенные консольно, без переднего диска, а в некоторых случаях и без заднего диска (открытое колесо). Колеса чаще всего выполняют из листового металла, реже встречаются литые и пластмассовые колеса. При изготовлении колес для дымососов широко применяют сварку.

Зазор между колесом и входным патрубком корпуса должен быть минимальным. Влияние зазора увеличивается с уменьшением быстроходности, так как даже при небольшом количестве перетекающего через него воздуха доля его в общем количестве засасываемого воздуха становится значительной.

Спиральные корпуса сваривают или склепывают преимущественно из листовой стали. Применяют также литые спиральные корпуса (рис. 4.53), имеющие хорошие в аэродинамическом отношении формы, однако при больших размерах вентиляторов они чрезмерно тяжелы. Спиральные корпуса больших вентиляторов устанавливают на самостоятельных опорах, у малых вентиляторов их крепят к станинам. Станины отливают из чугуна или сваривают из стали. На станинах в подшипниках, чаще всего шариковых, устанавливают валы. Колеса на валах укрепляют шпонками и стопорными болтами.

В соответствии с ГОСТ 5976–90 «Вентиляторы радиальные общего назначения. Общие технические условия» радиальные вентиляторы могут быть в семи различных конструктивных исполнениях (рис. 4. 54):

Справочник гидравлика

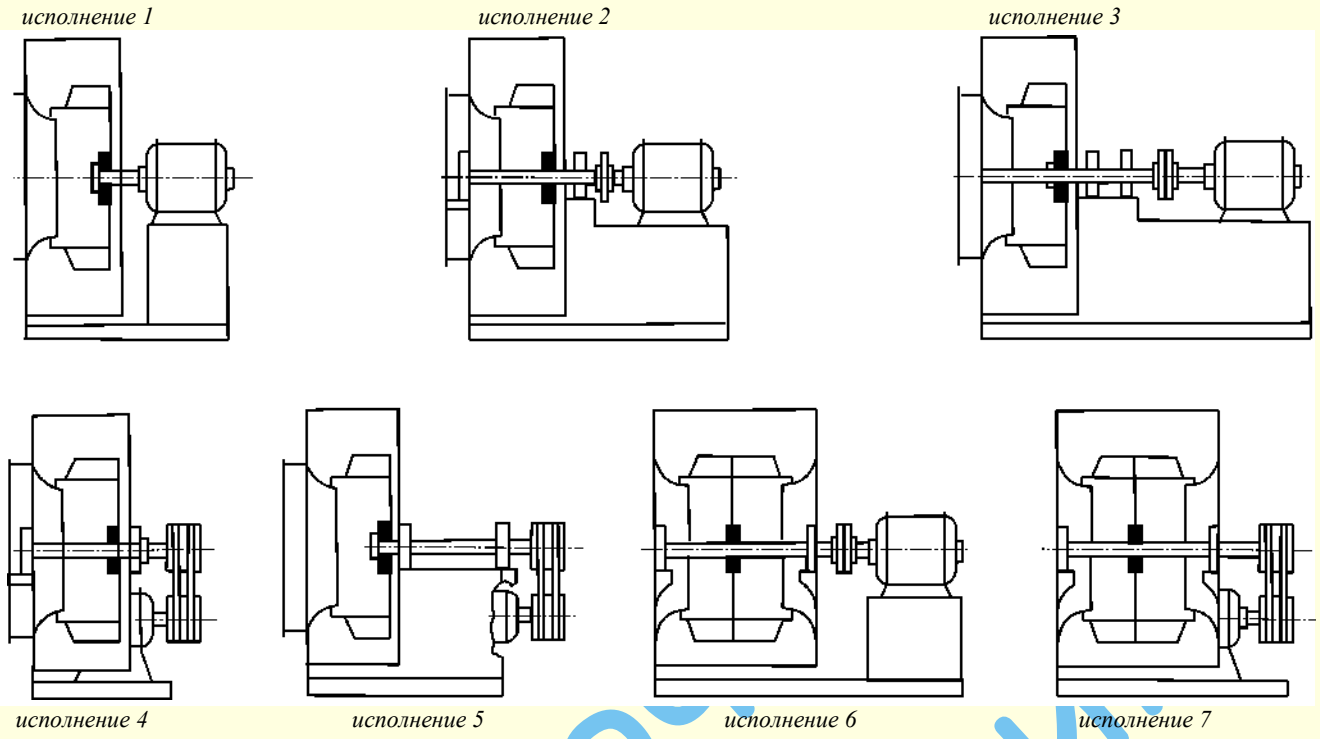


Рис. 4.54. Способы соединения радиальных вентиляторов с двигателями

исполнение 1 – консольное крепление рабочего колеса на валу электродвигателя;

исполнение 2 – рабочее колесо закреплено на двух опорах, установленных на корпусе и станине, соединение с электроприводом через муфту;

исполнение 3 – консольное крепление рабочего колеса на станине, соединение с электроприводом через муфту;

исполнение 4 – двухопорное рабочее колесо с ременным приводом от электродвигателя;

исполнение 5 – консольное крепление рабочего колеса на станине с ременным приводом от электродвигателя;

исполнение 6 – радиальный вентилятор с двойным входом, рабочее колесо закреплено на двух опорах, установленных на корпусе, соединение с электроприводом через муфту;

исполнение 7 – радиальный вентилятор с двойным входом, рабочее колесо закреплено на двух опорах, установленных на корпусе, с ременным приводом от электродвигателя.

Если вентиляторы предназначают для ременной передачи, то шкивы насаживают на валы за подшипниками консольно (*исполнение 4*, *5*, *7*).

Рабочие колеса на валы чаще всего насаживают также консольно (*исполнение 1*, *3*, *5*). Однако у вентиляторов с двусторонним всасыванием консольное расположение рабочих колес на валу нецелесообразно. Установка рабочих колес на валах между двумя опорами (*исполнение 2*, *4*, *6*, *7*) обеспечивает более спокойный режим работы вентилятора. Вместе с тем она усложняет конструкцию, монтаж и присоединение вентилятора к всасывающему воздухопроводу.

Несомненные преимущества в отношении надежности, компактности, экономичности и бесшумности имеют вентиляторы, рабочие колеса которых насаживаются непосредственно на валы двигателей (*исполнение 1*), но насадка рабочих колес целесообразна только для вентиляторов малых размеров. В больших вентиляторах рабочие колеса с валами двигателей можно соединять при помощи промежуточных муфт (*исполнение 2*, *5*, *6*).

Вентиляторы, рабочие колеса которых вращаются правильно – по часовой стрелке при наблюдении со стороны всасывания – называют правыми. Вентиляторы, рабочие колеса которых вращаются против часовой стрелки, называются левыми.

Правильным является вращение рабочих колес по ходу разворота спиральных корпусов. При обратном же вращении рабочих колес производительность вентиляторов резко уменьшается, но реверсирования, т. е. изменения направления подачи воздуха, не происходит.

Положение корпуса принято обозначать направлением вращения («Пр» или «Л») и углом поворота в градусах (рис. 4.55). На кожухе с расположением выходного отверстия вверху делают надпись «Пр (Л) 0°», вниз «Пр (Л) 180°», вправо – «Пр (Л) 90°, влево – «Пр (Л) 270°. Возможны промежуточные положения через 45°. Вентиляторы с номерами выше 12,5 изготавливают с поворотными корпусами по заказу потребителей.

В соответствии с ГОСТ 5976–90 радиальные вентиляторы разделяют на вентиляторы низкого давления (полное давление p_v до 1000 Па), среднего давления (p_v до 3000 Па) и высокого давления (p_v 3000 Па … 12000 Па). Указанное разделение условно, так как кроме давления необходимо указать производительность вентилятора. Например, вентилятор высокого давления при уменьшении частоты вращения может создавать среднее и даже низкое давление. Но поскольку наибольшая частота вращения и соответственно наибольшее давление определяются прочностью колеса, такое разделение имеет некоторое конструктивное обоснование.

Справочник гидравлика

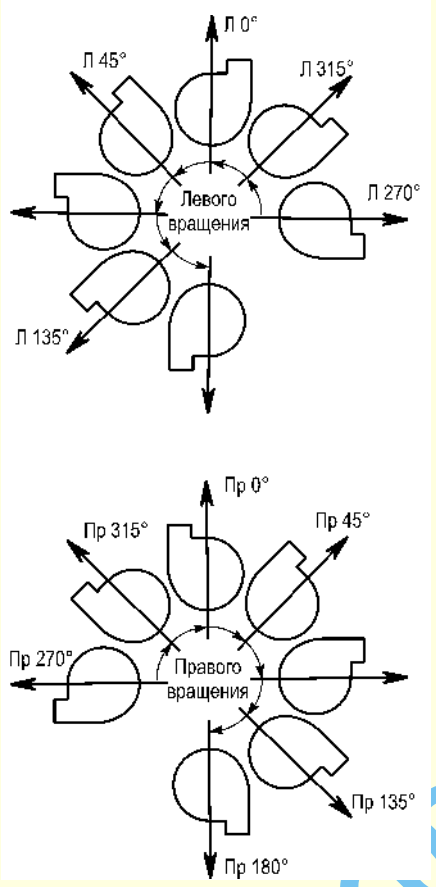


Рис. 4.55. Расположение спиральных корпусов

Независимо от этого значительно удобнее классифицировать вентиляторы по величине быстроходности на оптимальном режиме работы.

В зависимости от величины окружной скорости рабочего колеса u радиальные вентиляторы делят на два класса:

– к **первому классу** относят вентиляторы с загнутыми вперед лопатками при $u \le 30$ м/с и вентиляторы с загнутыми назад лопатками при $u \le 50$ м/с;

– ко **второму классу** относят вентиляторы с загнутыми вперед лопатками при $u > 30$ м/с и вентиляторы с загнутыми назад лопатками при $u > 50$ м/с.

ГОСТ 10616–90 требует соответствия номера радиального вентилятора номинальному диаметру рабочего колеса D, измеренному по внешним кромкам лопаток и выраженному в дециметрах.

ГОСТом 5976–90 допускается модификация радиальных вентиляторов с изменением диаметров лопаточных рабочих колес на величину до 10% путем перемещения лопаток или изменения их размеров при неизменных остальных размерах проточной части. При этом, очевидно, в серии принцип подобия несколько нарушается и подбор по безразмерным характеристикам становится приближенным. Вышеуказанным ГОСТом регламентированы диаметры входных отверстий и другие размеры колеса и корпуса.

Особо важным требованием ГОСТов является обеспечение высокого максимального КПД вентиляторов; эти значения должны быть не ниже 0,6–0,8 в зависимости от типа машины.

ГОСТ 5976–90 устанавливает определенную **маркировку вентиляторов**[*].

Обозначение типа вентилятора должно состоять:

1) из буквы В – вентилятор; 2) буквы Р – радиальный; 3) стократной величины коэффициента полного давления на режиме максимального полного КПД, округленной до целого числа; 4) величины быстроходности n_y на режиме максимального полного КПД, округленной до целого числа.

Пример обозначения типа радиального вентилятора с коэффициентом полного давления $\psi = 0{,}875$ (на режиме максимального полного КПД) и быстроходностью $n_y = 71{,}5$:

ВР 88-72

Вентиляторы, выполняемые по одной аэродинамической схеме, должны иметь одинаковые обозначения типа вентилятора, присваиваемые организацией-разработчиком.

Обозначение типоразмера вентилятора состоит:

1) из типа; 2) номера по ГОСТ 10616–90; 3) класса.

Пример обозначения типоразмера радиального вентилятора типа ВР 88-72, номера 4, 1-го класса:

ВР 88-72-4.1

На видном месте корпуса каждого вентилятора должна быть прикреплена табличка по ГОСТ 12971, на которой указывают:

1) наименование предприятия-изготовителя и (или) товарный знак;

2) условное обозначение вентилятора (типоразмер);

3) наибольшую частоту вращения, гарантируемую из соображений прочности;

4) год выпуска вентилятора;

5) заводской номер;

6) обозначение нормативно-технического документа на изготовление вентилятора.

На корпусе вентилятора должно быть указано направление вращения рабочего колеса.

К вентиляторам должна прилагаться документация по ГОСТ 2.601.

Весьма важно для потребителя получить вентилятор в укомплектованном виде, т. е. с электродвигателем, приводом, виброизолирующим основанием, регулирующим устройством. Все необходимые данные о таких агрегатах приведены в материалах приложения 4.3.

Сведения о выходных устройствах вентиляторов – коллекторах, коробках, диффузорах – приведены в п. 4.2, 4.5, так как они являются элементами сетей, а не вентиляторов.

[*] В отличие от этого ранее действующими ГОСТ 5976–55 и ГОСТ 5976–73 тип вентилятора обозначался индексом, который для радиальных (центробежных) вентиляторов состоял из буквы Ц (для пылевых – ЦП) и округленных при оптимальном режиме чисел пятикратной величины коэффициента полного давления, а после дефиса – критерия быстроходности. Например, радиальный вентилятор с коэффициентом полного давления 0,86 и критерием быстроходности 70 обозначался Ц4-70.

Для обозначения типоразмера вентилятора к указанному индексу после дефиса приписывался номер вентилятора (например, Ц4-70-4). За индексом (перед номером) может быть указано в числителе число лопаток, а в знаменателе – угол их установки (например, 0,6-320-6/25-6,3).

Дополнительно мог быть указан также способ соединения вентилятора с двигателем (словом «исполнение» и цифрой или буквой), а также положение спирального корпуса.

Справочник по гидравлике

Однако нужно иметь в виду, что расположенное непосредственно перед вентилятором колено или другое местное сопротивление может повлиять на структуру поступающего потока и характеристику вентилятора.

Влияние отключения или дросселирования сети на работу радиальных вентиляторов

У радиальных вентиляторов, в отличие от осевых, с увеличением производительности существенно возрастает мощность (особенно при лопатках, загнутых вперед). Радиальный вентилятор, работающий на сеть с аэродинамической характеристикой *1* (рис. 4.56), имеет производительность Q_1 при мощности N_1.

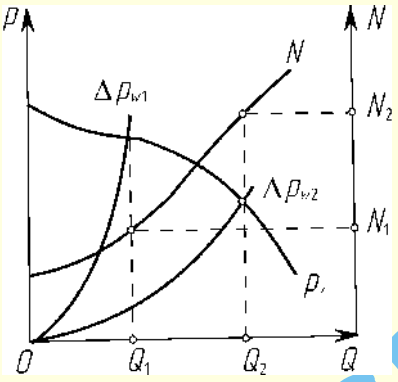


Рис. 4.56. Влияние дросселирования на работу радиального вентилятора

При полном или частичном отключении сети новая характеристика сети *2* окажется более пологой, точка пересечения ее с неизменной характеристикой мощности вентилятора сдвинется вправо, производительность его возрастет до Q_2 а мощность увеличится до N_2 и **может оказаться чрезмерной для установленного двигателя.**

При дросселировании сети производительность вентилятора приблизится к нулевой, что у радиальных вентиляторов будет соответствовать наименьшей мощности.

Отсюда следует **важное практическое правило: радиальные вентиляторы нужно запускать при закрытой задвижке**.

4.4.6. Осевые вентиляторы

Простейший осевой вентилятор (рис. 4.57) представляет собой расположенное в цилиндрическом корпусе лопаточное рабочее колесо пропеллерного типа. При вращении колеса поступающий через входное отверстие воздух под воздействием лопаток перемещается между ними в осевом направлении. Далее воздух поступает в выходное отверстие.

Осевые рабочие колеса (рис. 4.58) состоят из втулок и прикрепленных к ним лопаток. В зависимости от профиля лопаток колеса называют нереверсивными или реверсивными.

В принципе все осевые вентиляторы обладают возможностью реверса, так как при изменении направления вращения рабочего колеса обязательно меняется направление подачи. Однако называть реверсивными принято только рабочие колеса осевых вентиляторов с лопатками, имеющими симметричный профиль, а поэтому работающими одинаково при обоих направлениях вращения.

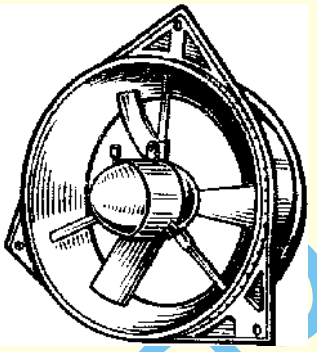
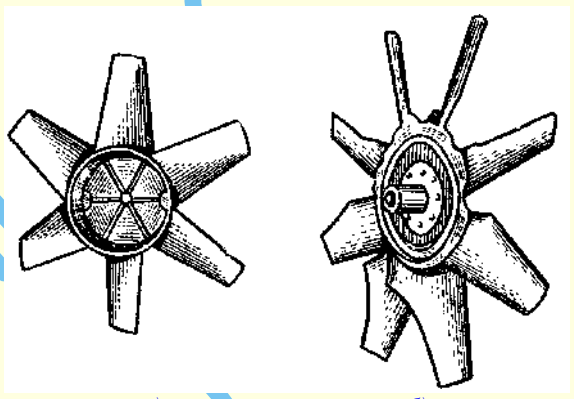


Рис. 4.57. Осевой вентилятор



а) *б)*

Рис. 4.58. Осевое лопаточное рабочее колесо: *а* – сварное; *б* – штампованное

В аэродинамическом отношении более совершенны лопатки рабочего колеса со специально рассчитанным несимметричным профилем. Для улучшения аэродинамических характеристик лопатки осевых рабочих колес по мере приближения к втулке расширяют и закручивают. В целях упрощения конструкции применяют и незакрученные лопатки постоянной ширины, что, однако, несколько ухудшает аэродинамические характеристики рабочих колес.

Лопатки выполняют из металла или пластмасс, листовые и объемные, причем они могут быть монолитными (литыми) или пустотелыми.

Втулки осевых вентиляторов (в современных конструкциях они имеют относительно большой диаметр) изготовляют сварными, литыми и штампованными. Штампуют одновременно лопатки и втулки, т. е. все колесо полностью (рис. 4.58*б*). В центре втулок располагают ступицы для посадки колеса на вал привода.

Лопатки к втулкам привариваются или крепят на стержнях. При стержневом креплении лопатки можно поворачивать (в специальных конструкциях даже при вращении колеса), благодаря чему регулировку можно вести просто и в широких пределах.

При реверсировании осевых вентиляторов с такими несимметричными поворотными лопатками нет необходимости для сохранения неизменной подачи воздуха менять направление вращения и переворачивать колесо – достаточно повернуть лопатки на 180°.

Правильным для несимметричных лопаток является вращение тупыми кромками или вогнутостью вперед.

Справочник гидравлика

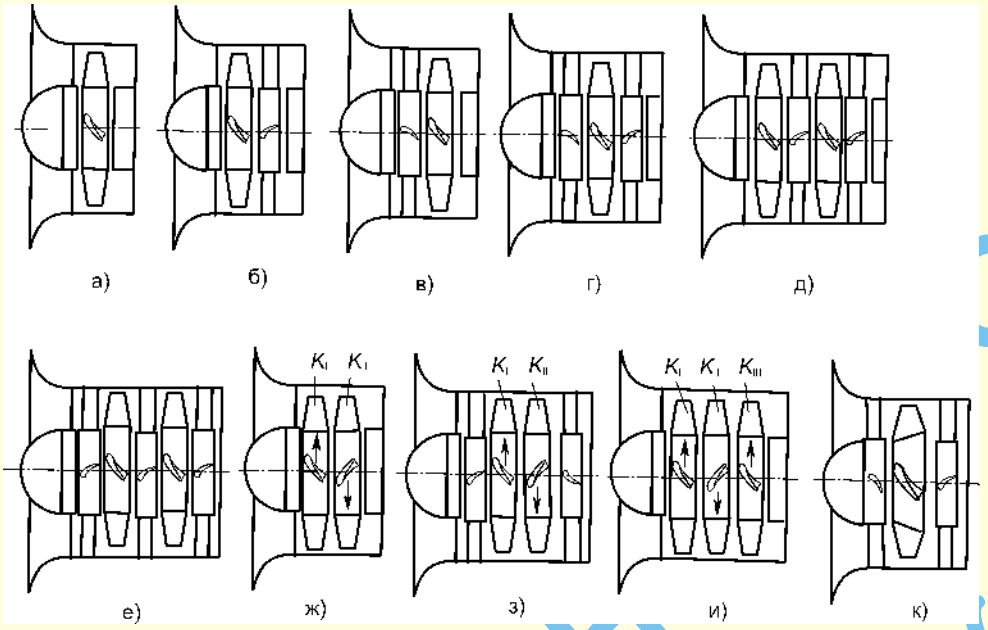


Рис. 4.59. Аэродинамические схемы осевых вентиляторов:
а – схема К, $n_y > 200$; *б* – К+ СА, $n_y = 100...300$; *в* – ВНА + К, $n_y = 100...200$; *г* – ВНА + К + СА, $n_y = 85...150$;
д – К + СА + К + СА; *е* – ВНА + К + НА + К + СА; *ж* – $К_I + К_{II}$; *з* – ВНА + $К_I + К_{II}$ + СА; *и* – $К_I + К_{II} + К_{III}$;
к – ВНА + К + СА с меридиональным ускорением потока, $n_y = 80...110$ (осевой вентилятор с конической втулкой рабочего колеса);
обозначения: К – колесо; ВНА – направляющий аппарат; СА – спрямляющий аппарат; → – направление вращения;

Осевые нереверсивные вентиляторы, лопаточные колеса которых правильно вращаются по часовой стрелке по отношению к наблюдателю, находящемуся на стороне всасывания, называют правыми, а наоборот – левыми.

Значительно влияет на работу осевого вентилятора зазор между концами лопаток и внутренней поверхностью цилиндрического корпуса – он не должен превышать 1,5% длины лопатки. К сожалению, при монтаже, если осевой вентилятор поставляется не в комплекте (одно его колесо), необходимые зазоры часто не обеспечиваются, что снижает эффективность работы вентилятора.

Класс осевых вентиляторов весьма широк. Их основные схемы представлены на рис. 4.59. На втулках рабочего колеса и аппаратов обычно равномерно расположены лопатки. Систему таких лопаток называют также лопаточным венцом. В данном лопаточном венце все лопатки, как правило, одинаковы и установлены под одним и тем же углом. Число лопаток в венцах может составлять от 2 до 30 в зависимости от типа вентилятора и его особенностей.

В зависимости от условий эксплуатации вентиляторы должны изготовляться с входным коллектором или без него.

Простейшая схема одноступенчатого осевого вентилятора состоит из рабочего колеса без аппаратов (см. рис. 4.59*а*). Поток входит в колесо вентилятора этой схемы в осевом направлении. Схема К применяется, когда необходимо получить небольшие давления, а скорость закручивания потока в колесе также невелика, вернее невелика ее величина по сравнению с окружной скоростью вентилятора. При этом сравнительно невелики и потери давления, снижается КПД, из-за того, что кинетическая энергия потока, обусловленная скоростью закручивания, теряется.

Когда относительная величина скорости закручивания велика, за рабочим колесом устанавливается спрямляющий аппарат (СА). В спрямляющем аппарате динамическое давление, связанное со скоростью закручивания, преобразуется с некоторыми потерями в статическое давление, поток из спрямляющего аппарата выходит в осевом или почти в осевом направлении; полезное полное давление и КПД вентилятора возрастают. Схема К + СА (см. рис. 4.59*б*) используется при создании одноступенчатых вентиляторов на высокие давления. Такие же и большие значения давления могут быть получены в вентиляторе, состоящем из входного направляющего аппарата (ВНА) и рабочего колеса, т. е. выполненном по схеме ВНА + К (см. рис. 4.59*в*). Войдя в осевом направлении, поток из входного направляющего аппарата выходит закрученным против направления вращения колеса. В рабочем колесе поток, в свою очередь, закручивается так, что выходит из него в осевом направлении или, в общем случае, с некоторой остаточной круткой [8].

Схема ВНА + К + СА (см. рис. 4.59*г*) соединяет в себе особенности схем К + СА и ВНА + К. Как правило, во входном направляющем аппарате поток закручивается не более, чем на половину его скорости закручивания в рабочем колесе. Лопаточный венец ВНА может быть использован для регулирования вентилятора при постоянной скорости его вращения. Достигается это поворотом лопаток входного направляющего аппарата или их части, созданием переменной скорости закручивания потока перед рабочим колесом. Обычно регулирование поворотом лопаток называют лопаточным регулированием.

Последовательным соединением двух ступеней в одном корпусе образуют двухступенчатые вентиляторы и аналогично – вентиляторы с большим числом ступеней. На рис. 4.59*д* приведена схема двухступенчатого вентилятора К + + СА + К + СА, у которого обычно одинаковы лопаточные

Справочник гидравлика

венцы колес и одинаковы лопаточные венцы аппаратов. Схема ВНА + К + НА + К + СА, приведенная на рис. 4.59*е*, имеет одинаковые лопаточные венцы колес, но разные венцы всех аппаратов. В направляющем аппарате поток, поступивший из первого колеса, поворачивается так, что во второе колесо попадает с такой же скоростью закручивания, с какой он вошел в первое колесо. При равных окружных скоростях в вентиляторе схемы *е* могут быть получены бóльшие давления, чем в вентиляторе схемы *д*. Лопаточное регулирование аппаратами вентилятора схемы *е* будет более эффективным, чем вентилятора схемы *д,* так как у последнего это может быть осуществлено только одним аппаратом, который установлен перед вторым колесом.

На рис. 4.59*ж* приведена схема двухступенчатого вентилятора со встречным вращением рабочих колес без аппаратов. Поток, войдя в первое колесо в осевом направлении, попадает во второе колесо закрученным против направления его вращения, выходя из вентилятора в осевом направлении. Второе колесо создает тот же момент, связанный с закручиванием потока, что и первое. Так как условия работы первого и второго колес разные, то их лопаточные венцы не только соответствуют левому и правому вентиляторам, но должны иметь и разную геометрию. Вентилятор типа *ж* может развить такое же давление, как двухступенчатые типов *д* и *е,* однако тип *ж* будет существенно меньших осевых размеров и, следовательно, благодаря отсутствию аппаратов – меньшей массы. Конструктивно тип *ж* выполняется или с отдельными приводными двигателями для каждого колеса, или с двигателями, у которых вращаются и ротор, и статор.

Соединение одноступенчатых схем *в* и *б* дает схему двухступенчатого вентилятора, приведенную на рис. 4.59*з*. Оригинальный трехступенчатый вентилятор встречного вращения (см. рис. 4.59*и*) предложен в [5]. У этого вентилятора колеса K_{I} и K_{III} имеют одно направление вращения, а колесо K_{II} – противоположное. Момент, развиваемый колесом K_{II}, равен сумме моментов колес K_{I} и K_{III}; в таком вентиляторе приводом служит специальный двигатель с вращающимися ротором и статором.

Все рассмотренные ранее схемы осевых вентиляторов имели проточную часть, образованную коаксиальными цилиндрическими поверхностями корпуса и втулок. При этом среднерасходная составляющая скорости потока во всех лопаточных венцах имеет одну и ту же величину.

На рис. 4.59*к* приведена схема одноступенчатого осевого вентилятора с конической втулкой рабочего колеса. В лопаточном венце с такой втулкой происходит ускорение расходной составляющей скорости, что позволяет при данной окружной скорости получать существенно бóльшие давления, тем в обычном одноступенчатом вентиляторе. Такие венцы называют венцами с меридиональным ускорением (МУ) потока. С меридиональным ускорением может выполняться также спрямляющий и входной направляющий аппараты (последний, например, и за счет бóльшего диаметра своей части корпуса). Схемы вентиляторов с меридиональным ускорением могут быть тех же типов, что и одноступенчатые с цилиндрической проточной частью. Конструкция вентилятора с меридиональным ускорением обычно несколько более сложная, его осевые размеры и масса больше.

Лопатки направляющих и спрямляющих аппаратов могут конструироваться подвижными, и тогда осуществлять регулировку удобно путем изменения углов установки. Схемы соединения осевых вентиляторов с приводом показаны на рис. 4.60.

Обычные осевые вентиляторы используют при давлениях от 30 до 300 Па. Производительность их при больших диаметрах колес может достигать нескольких миллионов кубических метров в час.

Осевые вентиляторы большой мощности используются там, где необходимо подавать большое количество воздуха при наличии малых и средних аэродинамических сопротивлений.

Осевые вентиляторы большой мощности с квадратным входным устройством находят применение в системах приточной и вытяжной вентиляции ресторанов, спортивных залов, общественных зданий, производственных и складских помещений, плавательных бассейнов и оранжерей.

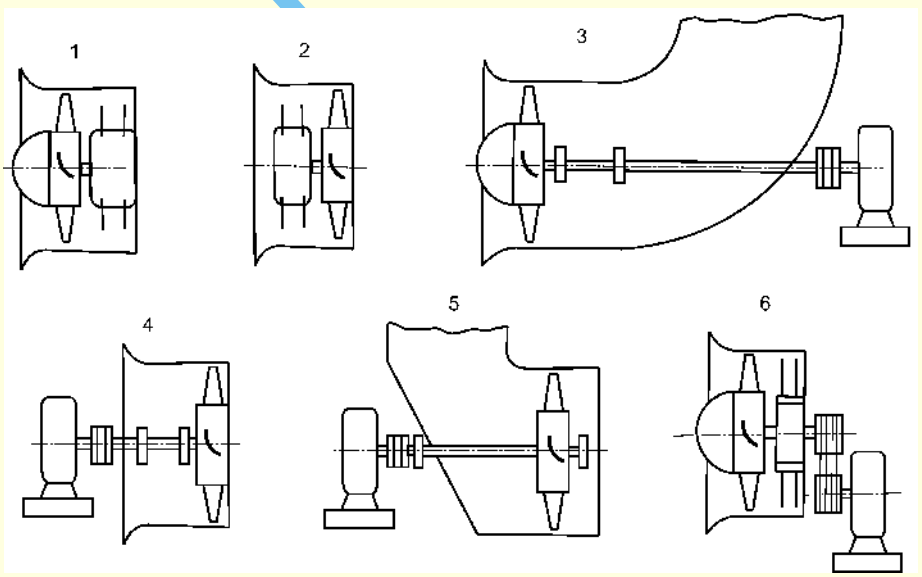


Рис. 4.60. Соединение осевых вентиляторов с двигателями:
1, *2* – на одном валу; *3*, *4*, *5* – на одной оси; *6* – через редуктор

Справочник по гидравлике

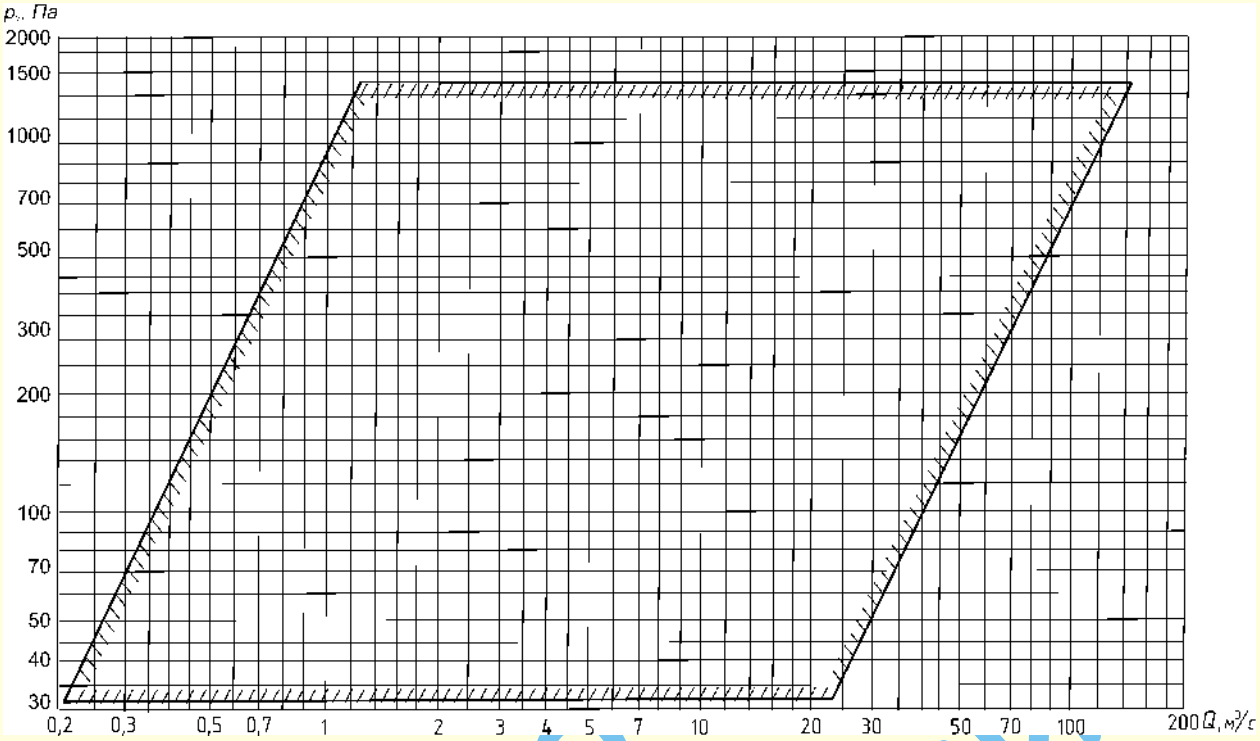


Рис. 4.61. Области производительности и полных давлений осевых вентиляторов (ГОСТ 11442-90)

Осевые вентиляторы большой мощности с расположенными с двух сторон монтажными фланцами преимущественно используются для монтажа в круглых и прямоугольных каналах систем вентиляции, кондиционирования, холодильной и сушильной техники.

Проточные размеры и другие параметры осевых вентиляторов регламентированы ГОСТ 11442–90 «Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия».

Путем изменения числа лопаток или угла их установки при неизменном диаметре или даже постоянной частоте вращения можно в широких пределах изменять аэродинамические характеристики. Поэтому номенклатуру выпускаемых осевых вентиляторов по сравнению с радиальными можно ограничить.

При наличии в схеме исполнения входного направляющего и спрямляющего аппаратов электродвигатель предпочтительно размещать во втулках этих аппаратов. При размещении электродвигателя в проточной части вентилятора его габариты не должны выходить за пределы втулки вентилятора.

На рис. 4.61 представлены области производительности и полных давлений осевых вентиляторов в соответствии с требованиями ГОСТ 11442–90.

В соответствии с ГОСТ 11442–90 основные размеры проточной части вентиляторов, указанные на рис. 4.62, должны составлять:

$d = 0{,}3D…0{,}75D$,
$L_к = 0{,}2D$,
$l = 0{,}25d$,
$R_1 = 0{,}26D$,
$R_2 = 0{,}75l$,
$R_3 = 4l$,
$R_4 = 0{,}5d$.

Размеры B и D должны выбираться по ГОСТ 10616–90, при этом $D_к = 1{,}25D$. Допускается применение сферической втулки с радиусом сферы, равным радиусу втулки. Допускается изготовление входных конических коллекторов с соблюдением размеров $D_к$, $L_к = 03D$, и с диаметром меньшего основания, равным диаметру корпуса вентилятора.

Конструктивные исполнения вентиляторов и их обозначения должны соответствовать указанным на рис. 4.63.

Вентиляторы с вертикальной осью вращения должны соответствовать исполнениям *3*, *3а*, *4*.

В зависимости от конструктивных исполнений вентиляторов в соответствии с ГОСТ 11442–90 допустимые рабочие температуры не должны превышать нижеперечисленных значений:

50 °С – для исполнений *1*, *1а*, *2*, *2а*, *3*, *3а*, *4*, *5*;
60 °С – для исполнения *6*;
100 °С – для исполнения *5а*.

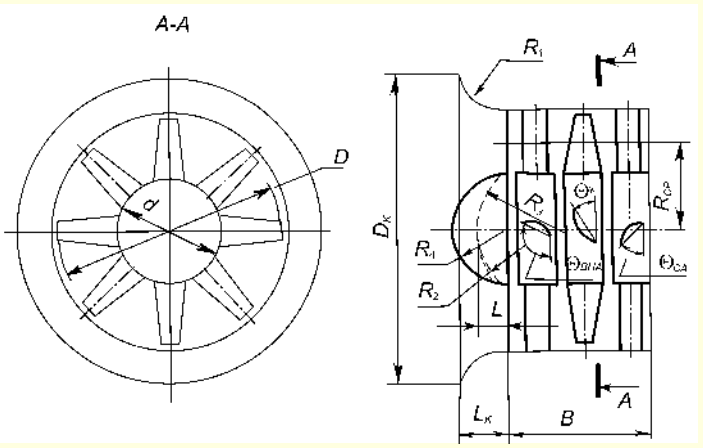


Рис. 4.62. Проточная часть осевого вентилятора

Справочник гидравлика

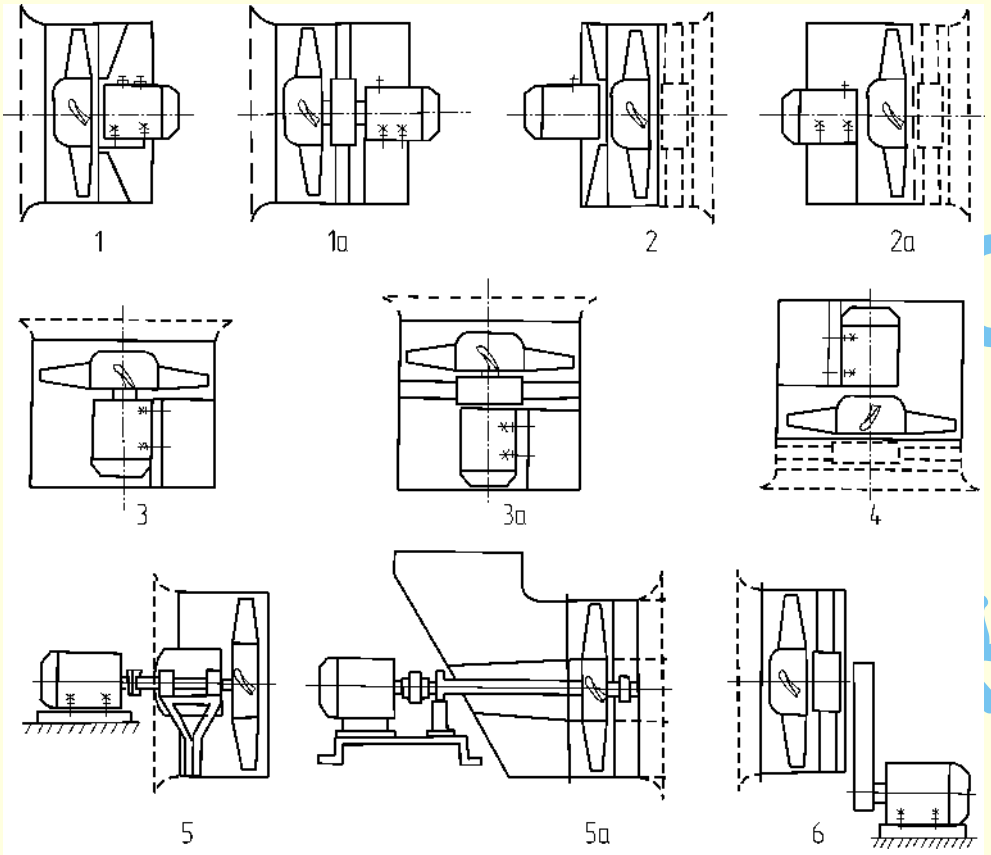


Рис. 4.63. Варианты конструктивного исполнения осевых вентиляторов

Обозначение типа вентилятора должно состоять:

1) из буквы В – вентилятор; 2) буквы О – осевой; 3) стократного коэффициента полного давления на режиме максимального полного КПД, округленного до целого числа; 4) быстроходности n_y на режиме максимального КПД, округленной до целого числа.

Пример обозначения типа осевого вентилятора с коэффициентом полного давления, равным 0,12, быстроходностью, равной 300:

ВО-12– 300

Обозначение типоразмера вентилятора состоит:

1) из типа вентилятора; 2) номера вентилятора в соответствии с диаметром рабочего колеса по ГОСТ 10616–90.

Для вентиляторов, имеющих поворотные лопатки рабочего колеса, в обозначении типоразмера указывают параметры при таком угле установки лопаток, который обеспечивает наиболее высокий КПД. Условные обозначения вентиляторов устанавливают в технических условиях на изделия конкретного типа*.

Влияние отключения или дросселирования сети на работу осевых вентиляторов

Для осевых вентиляторов наиболее характерна падающая кривая мощности $N(Q)$. Предположим, что осевой вентилятор, работающий на сеть с аэродинамической характеристикой 1, имеет производительность Q_1 при мощности N_1 (рис. 4.64).

При полном или частичном отключении сети новая характеристика сети 2 окажется более пологой, точка пересечения ее с неизменной характеристикой мощности вентилятора сдвинется вправо, производительность его возрастет до Q_{II} а мощность уменьшится до N_2.

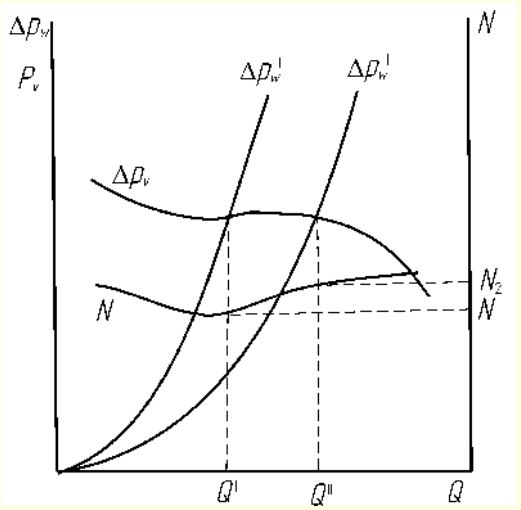


Рис. 4.64. Влияние отключения или дросселирования сети на работу осевых вентиляторов

* *Примечание.* Принятые обозначения присваивают вновь разрабатываемым вентиляторам.

При дросселировании сети (перекрытии задвижки) производительность осевого вентилятора приблизится к нулевой, что будет соответствовать несколько **бóльшей** мощности.

Отсюда следует, что **осевые вентиляторы в подавляющем большинстве случаев нужно запускать при открытой задвижке.**

4.4.7. Диаметральные вентиляторы

Диаметральный вентилятор (рис. 4.65) имеет рабочее колесо с лопатками типа «беличьего», помещенное в коленообразный кожух. Иногда в центральной части вентилятора располагают специальный направляющий аппарат, способствующий правильной организации входящего потока воздуха.

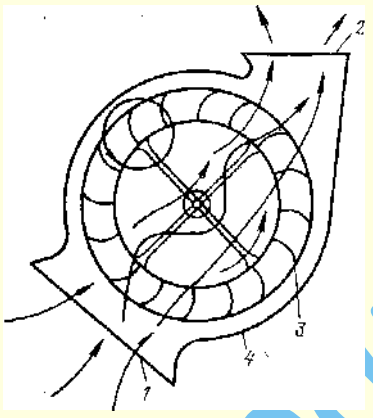


Рис. 4.65. Диаметральный вентилятор:
1 – входное отверстие; *2* – выходное отверстие;
3 – рабочее колесо; *4* – корпус

При вращении колеса вокруг него образуется эксцентрическое вихревое поле, а у наружной половины круговой решетки возникает разрежение, что и обусловливает движение воздуха в поперечном (диаметральном) направлении. Изменение производительности вентилятора достигается изменением ширины колеса, при неизменном давлении и КПД. Особенности организации входа и выхода воздуха в этих вентиляторах позволяют в ряде случаев удачно решать компоновку кондиционеров и других установок. Диаметральные вентиляторы имеют невысокую экономичность, повышенный уровень шума и в ряде случаев отличаются неустойчивой работой. Однако при правильной конфигурации кожуха и направляющего аппарата, обеспечивающих создание центра вихря вблизи входных кромок лопаток, может быть достигнуто понижение уровня шума. В целом же диаметральные вентиляторы по компоновочным возможностям следует считать перспективными.

4.4.8. Специальные вентиляторы

Ранее отмечалось, что для осевых вентиляторов характерной является такая их компоновка в сети, когда вход воздуха в вентилятор и выход из него должны быть в направлении оси вращения, для радиальных и диаметральных – когда выход расположен перпендикулярно входу.

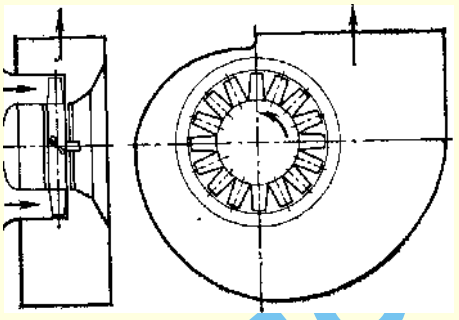


Рис. 4.66. Схема осевого вентилятора со спиральным корпусом

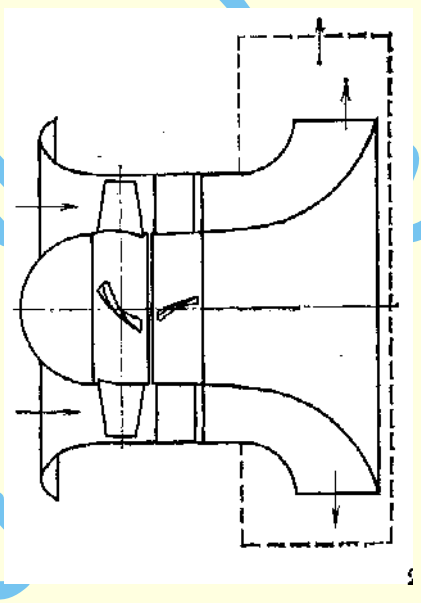


Рис. 4.67. Схема осевого вентилятора с осерадиальным диффузором

Однако нередко условия компоновки соответствуют одному типу вентилятора, а сочетание заданных величин p_v, Q, n_y, (т. е. быстроходность) – другому.

При помощи специальных устройств, а также входных и выходных элементов каждый из рассматриваемых типов вентиляторов можно приспособить к любой компоновке. При помощи спирального корпуса, установленного за рабочим колесом осевого вентилятора (рис. 4.66), последний может быть использован в компоновках, характерных для радиальных вентиляторов. Того же эффекта можно добиться установкой за осевым вентилятором такого выходного элемента, как осерадиальный диффузор (рис. 4.67).

Радиальный вентилятор, наоборот, при помощи радиально-осевого аппарата, установленного вместо спирального корпуса, может компоноваться как осевой (рис. 4.68). Такая компоновка характерна для нашедших широкое применение в последнее время **круглых канальных вентиляторов** (рис. 4.68, приложение 4.3). В конструкции канальных вентиляторов очень удачно удалось объединить преимущества центробежных и осевых вентиляторов. Прямолинейность потока на входе и выходе, характерная для осевых вентиляторов, дает простоту монтажа. В то же время более высокие давления, КПД и низкий уровень шума центробежной схемы делает такое техническое решение весьма целесообразным.

Справочник гидравлика

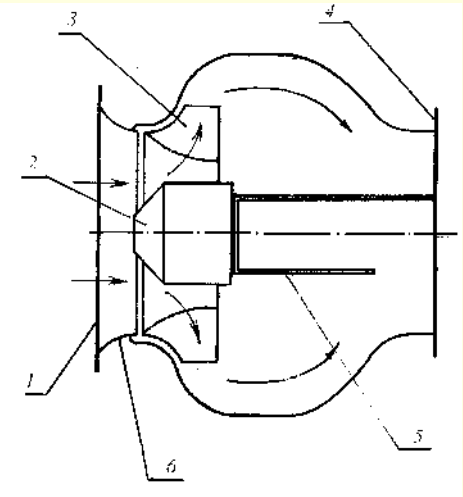


Рис. 4.68. Круглый канальный вентилятор:
1 – входной фланец корпуса; *2* – электродвигатель с внешним ротором; *3* – рабочее колесо; *4* – выходной фланец корпуса; *5* – рама крепления электродвигателя; *6* – направляющий аппарат

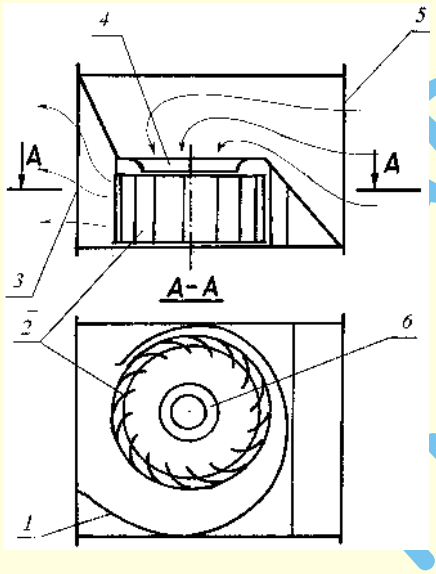


Рис. 4.69. Канальный вентилятор прямоугольной формы:
1 – диффузор; *2* – рабочее колесо; *3* – выходной фланец корпуса; *4* – направляющий аппарат; *5* – входной фланец корпуса; *6* – электродвигатель с внешним ротором

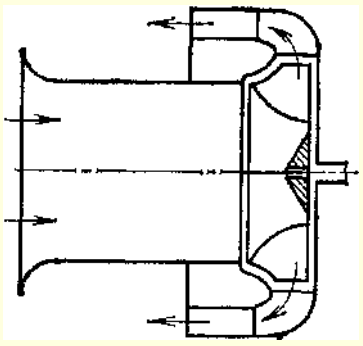


Рис. 4.70. Схема центробежного вентилятора с обратным радиально-осевым аппаратом

Канальные вентиляторы с выходным направляющим аппаратом в виде «улитки» могут быть установлены в дополнительный корпус прямоугольной формы. Корпус вентилятора приспособлен для установки непосредственно в воздуховодах прямоугольной формы при помощи фланцев (рис. 4.69). Преимуществами таких вентиляторов являются низкий уровень шума за счет дополнительной звукоизоляции корпуса и компактность конструкции, предусматривающей использование электродвигателей с внешним ротором (см. приложения 4.3, 4.4).

На рис 4.70 представлен радиальный вентилятор, в котором радиально-осевой направляющий аппарат за рабочим колесом дает возможность повернуть поток в вентиляторе на 180°.

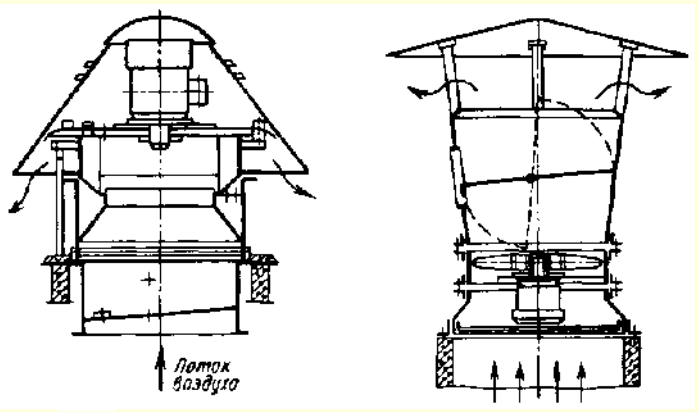
Крышными вентиляторами в соответствии с ГОСТ 22270–76 называются вентиляторы, конструктивно приспособленные для установки на крыше. Они могут быть как осевыми (ГОСТ 24814–81), так и радиальными (ГОСТ 24857–81). Крышные вентиляторы предназначены для установки вне помещений на бесчердачном покрытии производственных и общественных зданий вместо большого числа вытяжных шахт или аэрационных фонарей. В отличие от обычных вентиляторов вал их имеет вертикальное положение и рабочие колеса вращаются в горизонтальной плоскости (рис. 4.71).

Осевые крышные вентиляторы (рис. 4.71*б*), как правило, применяют для удаления воздуха с температурой до + 40 °С при общеобменной вытяжной вентиляции для сети разводящих воздуховодов, а также для направления удаляемого воздуха направленной струей вверх.

Радиальные крышные вентиляторы (рис. 4.71*а*) можно использовать для установок общеобменной вытяжной вентиляции как без сети, так и с сетью воздуховодов. Кроме того, их можно устанавливать для удаления воздуха от местных укрытий, если не требуется предварительной очистки воздуха и если температура его не превышает 60–70 °С.

При повышенных требованиях к уровню шума следует отдавать предпочтение радиальным крышным вентиляторам.

Для радиальных крышных вентиляторов характерно наличие осесимметричного выходного направляющего аппарата цилиндрической формы или отсутствие такового вообще (рис. 4.71*а*).



а) *б)*

Рис. 4.71. Крышные вентиляторы:
а – радиальный ВКР-4; *б* – осевой ЦЗ-04

Справочник по гидравлике

Коррозионностойкие крышные вентиляторы из титана типа КЦЗ-ЗО-Т предназначены для удаления невзрывоопасных газовоздушных смесей с агрессивными примесями, вызывающими ускоренную коррозию вентиляторов из углеродистой и нержавеющей сталей. Они могут быть использованы как для общеобменной вытяжной вентиляции помещений, содержащих в верхней зоне агрессивные примеси, так и для систем местных отсосов, гидравлическое сопротивление которых находится в пределах напора, создаваемого вентилятором.

Вентилятор из титана может использоваться во всех средах, в которых происходит пассивация поверхности титана в результате образования оксидов, гидридов и сульфоксидных соединений титана. Рекомендуется применять этот вентилятор в газовоздушных средах, содержащих: 1) влажный хлор (количество влаги более 0,005%); 2) пары растворов хлоридов и щелочей; 3) пары азотной кислоты; 4) оксид азота (влажный); 5) пары 0–20% соляной кислоты при температуре до 60 °С (в случае образования конденсата соляной кислоты его концентрация не должна превышать 5% при температуре не выше 30 °С); 6) пары 20% и 95% серной кислоты при температуре соответственно не выше 60 и 20 °С (в случае образования конденсата серной кислоты его концентрация не должна превышать 5% при температуре до 30 °С); 7) сернистый ангидрид (влажный) без примеси паров серной кислоты при температуре не выше 20 °С; 8) пары меланжа ($H_2SO_4 + HNO_3$); 9) пары царской водки; 10) гидроксид натрия; 11) пары органических кислот (молочной, дубильной, винной); 12) пары фосфорной кислоты (в случае образования конденсата его концентрация не должна превышать 30% при температуре до 30 °С).

Титановые вентиляторы нельзя применять в газовоздушных средах, содержащих пары фтористоводородной и плавиковой кислот, фтора и брома, а также сухие хлор и йод.

Запрещается применять крышные вентиляторы при транспортировании липкой, волокнистой и цементирующейся пыли.

Для пневматического транспортирования угольной пыли в системах пылеприготовления котельных агрегатов, работающих на пылевидном топливе, и для подачи пылевидного топлива в пылеугольные и муфельные горелки предназначены радиальные **мельничные вентиляторы** серии ВМ (см. приложение 4.3). Они рассчитаны на температуры всасываемого воздуха до 400 °С и могут быть использованы в качестве дымососов для регулирования температуры перегрева пара и как вентиляторы горячего дутья.

Для удаления древесной пыли и стружки от деревообрабатывающих станков, песка от пескоструйных аппаратов, металлической и абразивной пыли от металлообрабатывающих станков, зерна и его отходов и др. применяются **радиальные пылевые вентиляторы** (см. приложение 4.3). Как правило, они имеют бездисковые рабочие колеса с лопастями, загнутыми вперед. Высокая механическая прочность рабочих колес этих вентиляторов позволяет использовать их в самых разнообразных условиях. Вместе с тем консольное крепление лопаток и снижение их прочности вследствие эрозии не позволяют эксплуатировать эти вентиляторы с бóльшими окружными скоростями, поэтому они создают сравнительно невысокое давление и используются в сетях с небольшим сопротивлением.

Бытовые вентиляторы

Бытовые вентиляторы предназначены для перемешивания воздуха и создания комфортных условий работы непосредственно на рабочем месте без значительных затрат на проектирование и монтаж, так как они используются без воздуховодов. Они подразделяются на **оконные**, **настольные** (**напольные**) и **потолочные**. Для подогрева воздуха в помещениях широкое применение находят бытовые **тепловентиляторы**. Использование воздушных тепловых завес в зоне прохода, является эффективным способом борьбы со сквозняками и снижает потери тепла из помещения.

Оконные вентиляторы

Вытяжные оконные вентиляторы (рис. 4.72) предназначены для непосредственного (без воздуховода) удаления воздуха из помещения. Как правило, для таких целей используют осевые вентиляторы. Они устанавливаются на оконном переплете или на панелях с использованием антивибрационных прокладок. Для защиты от атмосферных осадков в конструкции наружной решетки могут быть предусмотрены специальные жалюзи. Кроме того, оконные вентиляторы могут быть снабжены направляющими жалюзи с ручным или автоматическим приводом.



Рис. 4.72. Вытяжной оконный вентилятор

Потолочные вентиляторы

Потолочные вентиляторы предназначены для перемешивания воздуха в жилых и промышленных помещениях. Потолочный вентилятор (рис. 4.73) состоит из двигателя, на вал которого насажены лопасти. Двигатель с помощью системы подвеса крепят к арматуре или специальному устройству в перекрытии помещения. Потолочные вентиляторы, выпускаемые с размахом лопастей 900, 1200, 1500 и 1800 мм, должны иметь регулятор частоты вращения.

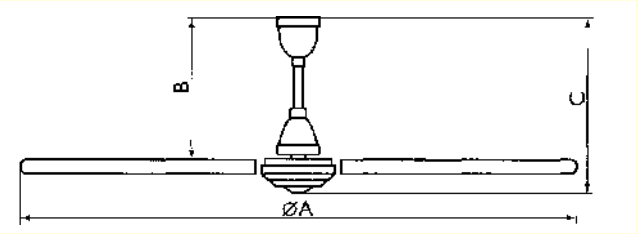


Рис. 4.73. Потолочный вентилятор

Справочник по гидравлике

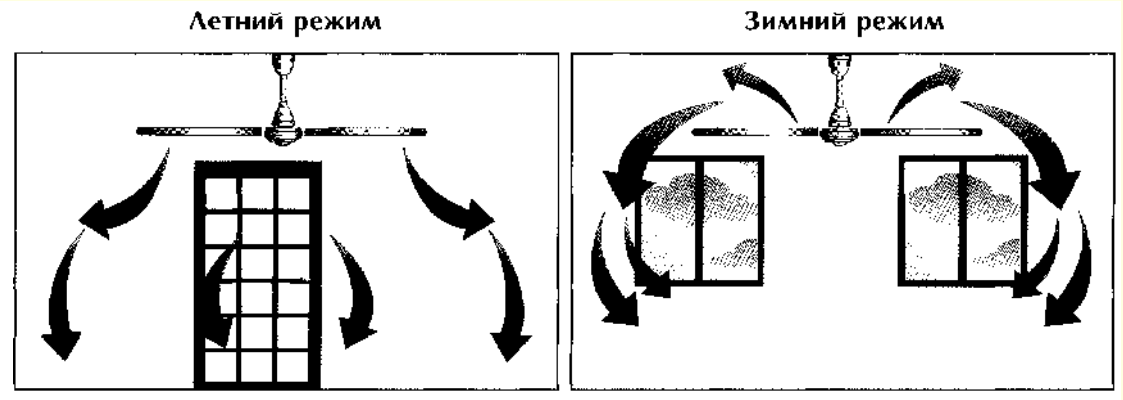
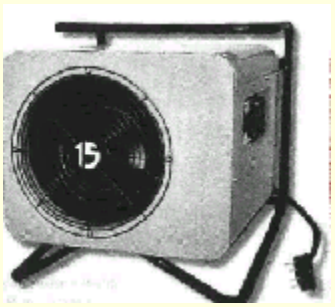


Рис. 4.74. Режимы работы реверсивного потолочного вентилятора

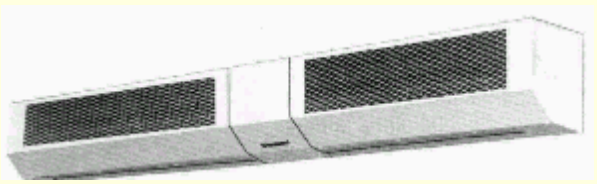
Потолочные вентиляторы, как правило, оборудованы электродвигателем, который позволяет изменять направление вращения винта (рис. 4.74). Реверсивные потолочные вентиляторы дают возможность изменять направление движения воздушных потоков в различные времена года, обеспечивая создание более комфортных условий в помещении. Как правило, потолочные вентиляторы изготавливаются из алюминия или пластмассы и окрашены в различные цвета. Форма лопастей отвечает требованиям аэродинамики для перемещения значительного количества воздуха с низкой скоростью.

Тепловентиляторы

Тепловентилятор (рис. 4.75*а*) – переносной теплогенерирующий прибор, предназначенный для создания и поддержания постоянного теплового режима в складах, мастерских, гаражах, на строительных площадках и прочих нежилых помещениях. Тепловентилятор может использоваться как дополнение к системам отопления или для каких-либо технологических целей (сушка поверхности после покраски). Особенностью тепловентилятора, благодаря создаваемой им принудительной конвекции в сочетании с высокой производительностью, является быстрый нагрев воздуха в обогреваемом помещении



а)



б)

Рис. 4.75. Тепловентиляторы (*а*) и воздушные тепловые завесы (*б*)

Обогрев тепловыми вентиляторами является наиболее экономичным решением с точки зрения оценки затрат капиталовложений на киловатт устанавливаемой мощности. Это объясняется тем, что очень часто тепловые вентиляторы обеспечивают реализацию большей мощности на одну установку, чем, например, длинноволновые обогреватели. Переносные модели укомплектованы кабелем, просты в подключении и эксплуатации.

Каталоги бытовых вентиляторов, производимых некоторыми фирмами в нашей стране и за рубежом, см. в приложениях 4.3 и 4.4.

Воздушные тепловые завесы

Воздушные тепловые завесы (рис. 4.75*б*) предназначены для создания барьера из направленного воздушного потока, там, где нельзя оставлять дверь или ворота постоянно закрытыми, но необходимо поддержание климатических параметров.

Правильно подобранная и установленная завеса уменьшает теплопотери на 70–90%. Применение воздушных тепловых завес также преграждает проникновение в помещение отработанных газов, пыли, дыма, неприятных запахов и насекомых.

Малогабаритные тепловые завесы предназначены для защиты небольших проемов (открытых торговых окон, проходов и т. д.) магазинов, офисов и т. п. Питание таких завес осуществляется, как правило, от сети 220В/50Гц. Завеса может быть использована как настенный тепловентилятор в небольших торговых павильонах и офисах. Эти установки отличает низкий уровень шума и простота монтажа. Область применения завес больших габаритов и мощности (типа КЭВ-12П22, 18П22, 24П22) – проездные или цеховые ворота, крупные дверные проемы и т. п. Их конструкция позволяет перекрывать проемы больших размеров. Воздушные тепловые завесы могут устанавливаться как над проемом, так и сбоку от него.

4.4.9. Подбор вентиляторов и привода

4.4.9.1. Определение рабочих параметров вентилятора

Рабочие аэродинамические параметры данного вентилятора при заданном числе оборотов в данной сети можно достаточно просто определить, используя графики его аэродинамических характеристик и потребного давления в сети.

Справочник гидравлика

Если на аэродинамическую характеристику полного давления вентилятора $p_v(Q)$ наложить построенный в тех же координатах и в том же масштабе график потребного давления $p_{потр}(Q)$, то точка пересечения этих двух кривых и определит давление и производительность данного вентилятора в данной сети (рис. 4.76). Эта точка называется **рабочей точкой**. Рабочей точке соответствует условие, при котором производительность вентилятора равна расходу газа через сеть, а давление, развиваемое вентилятором, равно потребному давлению в сети.

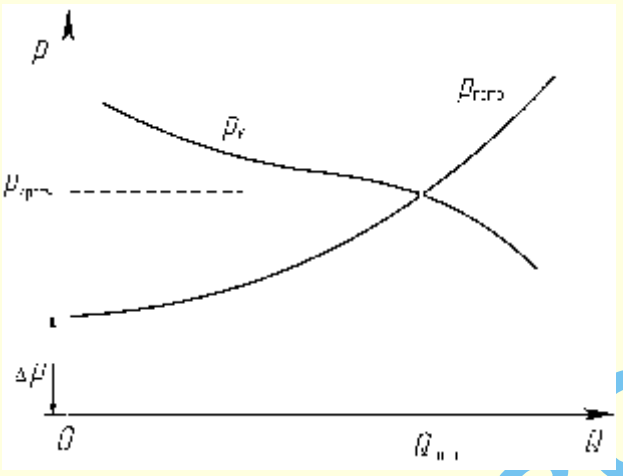


Рис. 4.76. Наложение графиков аэродинамической характеристики вентилятора и потребного давления в сети

Если эта точка располагается между аэродинамическими характеристиками на сводном графике при различном числе оборотов, то ее сносят по вертикали на лежащую ниже характеристику и пересчитывают систему на новое давление, соответствующее полученной рабочей точке, или же повышают ее до расположенной выше характеристики.

По известной производительности вентилятора, используя графики его аэродинамических характеристик $N(Q)$ и $\eta(Q)$, можно легко определить значения мощности N и КПД η, проведя вертикальную прямую линию до пересечения с соответствующими кривыми через точки А и В, затем горизонтальные прямые к шкалам N и η (рис. 4.77).

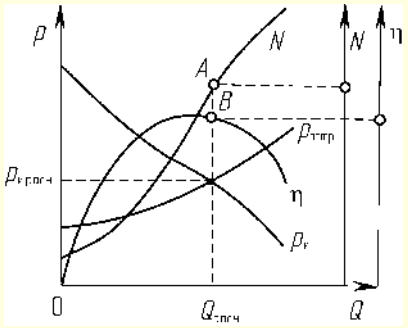


Рис. 4.77. Получение рабочей точки

В данном случае необходимо предостеречь проектировщика о характерной ошибке: при наложении на аэродинамическую характеристику вентилятора графика потребного давления в сети линия потребного давления пересечется не только с кривой $p_v(Q)$, но и с кривыми характеристик $N(Q)$ и $\eta(Q)$. Очевидно, однако, что **только пересечение кривой $p_v(Q)$ с линией потребного давления в сети определяет местоположение рабочей точки**. Значения N и η можно определить по координатам точек пересечения вертикальной линии, проведенной через рабочую точку с графиками соответствующих характеристик.

Из изложенного выше ясно, что ни большие размеры, ни высокие числа оборотов вентилятора не позволят ему развить высокое давление, если он работает в сети с малыми сопротивлениями.

4.4.9.2. Совместная работа вентиляторов

В большинстве случаев следует избегать совместной установки вентиляторов, так как это всегда снижает экономичность эксплуатации.

Однако необходимость в установке нескольких совместно работающих вентиляторов может возникнуть при следующих обстоятельствах:

1) один вентилятор не удовлетворяет заданию, а замена его соответствующим бóльшим невозможна;

2) в ходе работы требуются резкие изменения производительности или давления вентилятора;

3) требуется гарантировать надежность работы системы вентиляции путем создания определенного резерва.

Для совместной работы вентиляторы могут быть подключены как параллельно, так и последовательно.

Если нужно изменить характеристику так, чтобы увеличилась производительность, то целесообразно соединять вентиляторы параллельно, если же требуется изменить характеристику так, чтобы при той же производительности увеличилось давление (что требуется при работе в области малых значений Q), то необходимо последовательное соединение вентиляторов.

В обоих случаях конечным результатом является увеличение расхода воздуха через сеть.

Построение характеристик параллельно соединенных вентиляторов

При параллельном соединении (рис. 4.78) вентиляторы подают воздух в общую сеть, причем через каждый вентилятор проходит только часть общего количества воздуха. В месте соединения потоков установится некоторое общее для обоих потоков давление, а расход будет равен сумме производительностей обоих вентиляторов.

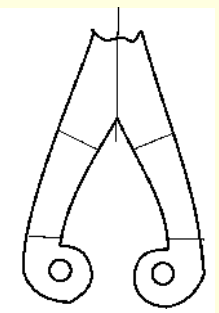


Рис. 4.78. Параллельное соединение радиальных вентиляторов

Справочник по гидравлике

Отсюда следует, что для построения суммарной характеристики $p_v(Q)$ параллельно соединенных нагнетателей следует алгебраически складывать их производительность при равных давлениях (рис. 4.79).

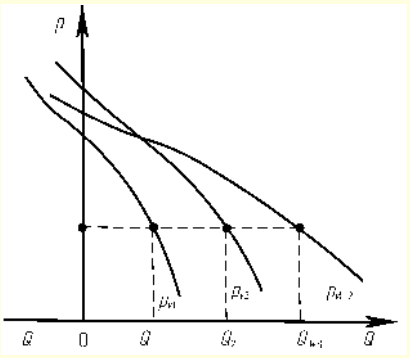


Рис. 4.79. Суммарная характеристика параллельно соединенных вентиляторов

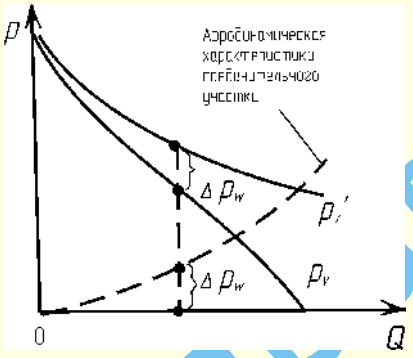


Рис. 4.80. Учет потерь давления в соединительных участках

В тех случаях, когда потерями в участках сетей, соединяющих совместно работающие вентиляторы, пренебрегать нельзя, следует перед суммированием составляющие характеристики $p_v(Q)$ исправить, уменьшив величину давления вентиляторов на потери давления в этих участках (Δp_w) при соответствующих расходах. Такое исправление проще всего сделать графически, вычитая из ординат характеристик вентиляторов ординаты характеристик соединительных участков сети (рис. 4.80), получая в результате ординаты кривой совместной характеристики.

Частным случаем параллельного соединения являются радиальные вентиляторы двустороннего всасывания.

Построение характеристик последовательно соединенных вентиляторов

При последовательном соединении (рис. 4.81) вентиляторы устанавливают один за другим, причем через каждый вентилятор проходит весь поток воздуха. Примером последовательного соединения могут являться многоступенчатые осевые и радиальные вентиляторы.

Для построения суммарной характеристики одинаковых последовательно соединенных вентиляторов следует алгебраически складывать их давления при равных производительностях (рис. 4.82). Очевидно, что для построения суммарной характеристики разных вентиляторов, необходимо знать характеристики каждого из них.

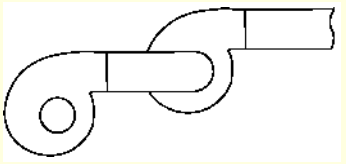


Рис. 4.81. Последовательное соединение радиальных вентиляторов

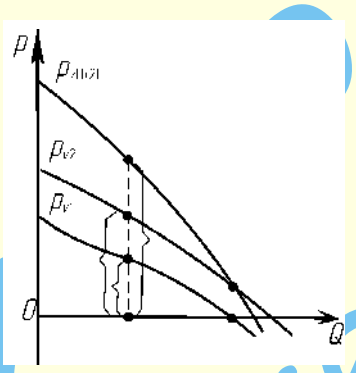
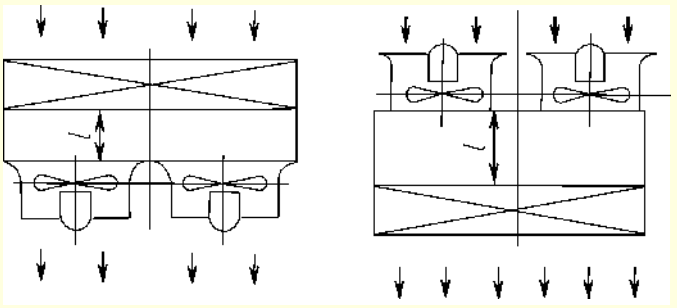


Рис. 4.82. Суммарная характеристика последовательно соединенных вентиляторов

В тех случаях, когда потерями в участках сетей, соединяющих вентиляторы, пренебрегать нельзя, следует перед суммированием составляющие характеристики поправлять, как это было указано при рассмотрении параллельного соединения вентиляторов (см. рис. 4.80).

4.4.9.3. Работа в сети параллельно соединенных вентиляторов

При работе в сети параллельно соединенных вентиляторов (рис. 4.83) рабочей точкой является точка пересечения их суммарной характеристики с характеристикой сети (рис. 4.84). Общую производительность определяют графически по значению абсциссы рабочей точки.



а) *б*)

Рис. 4.83. Схемы установок параллельно работающих осевых вентиляторов с распределенным сопротивлением (калорифер, фильтр) на входе (*а*) и выходе (*б*)

Производительность каждого из работающих вентиляторов ($Q_{(1+1)1}$) определяют по соответствующим составляющим характеристикам в зависимости от величины общего давления совместно работающих вентиляторов $p_{v(1+1)}$. В этих случаях при одновременной параллельной работе двух одинаковых вентиляторов производительность каждого равняется половине их общей производительности.

Справочник гидравлика

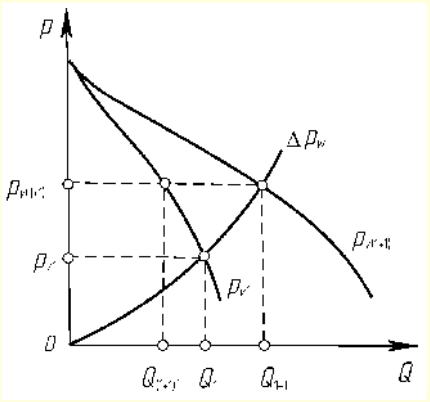


Рис. 4.84. Работа в сети одинаковых параллельно соединенных вентиляторов

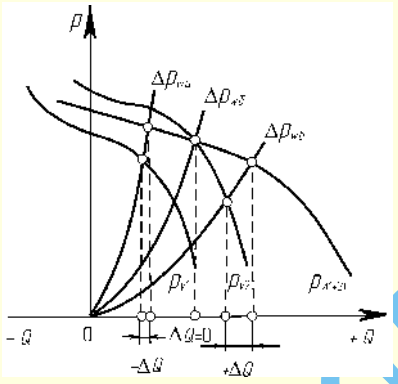


Рис. 4.85. Работа в сети разных параллельно соединенных вентиляторов

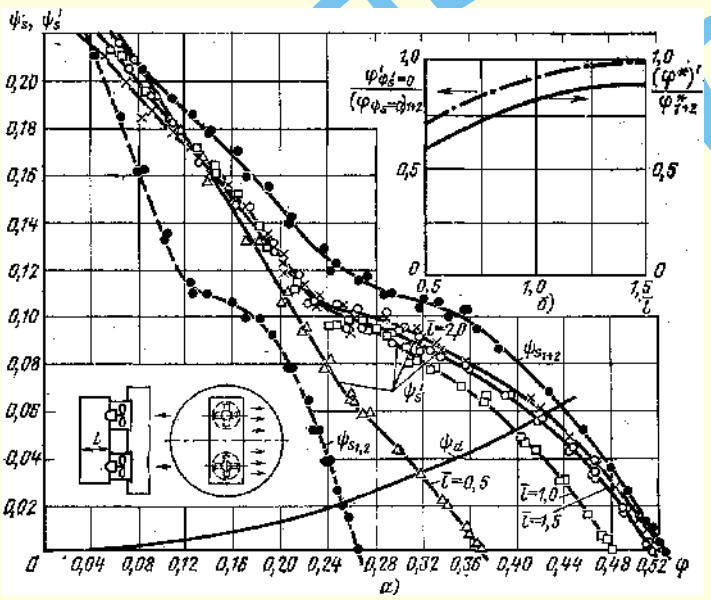


Рис. 4.86. Аэродинамические характеристики установки двух параллельно работающих вентиляторов с коробом на стороне нагнетания при выходе воздуха через его длинную сторону (*а*) и изменение производительности установки на различных режимах (*б*);

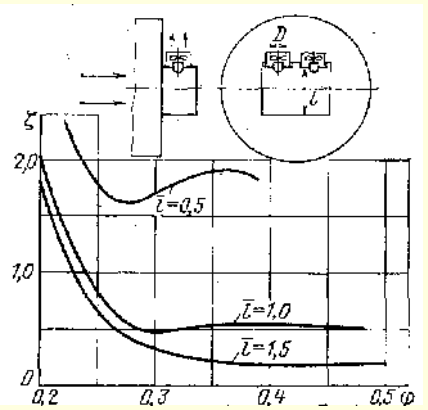
$$\bar{l} = \frac{l}{D};$$

$(\Psi_s)_{1,2}$ – коэффициент статического давления единичного вентилятора при свободном входе и выходе;
$(\Psi_s)_{1+2}$ – то же для двух параллельно работающих вентиляторов

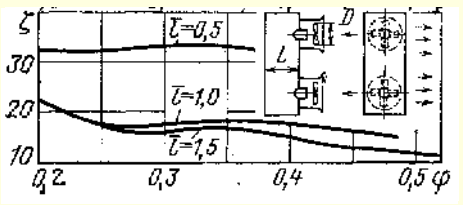
Параллельное присоединение к одному уже работающему вентилятору другого такого же не должно привести к существенному изменению характеристики сети. Однако общая производительность увеличится меньше чем вдвое, так как рабочая точка переместится не по абсциссе, а по квадратичной характеристике сети.

В зависимости от особенностей характеристик параллельно соединяемых вентиляторов и характеристик сетей (рис. 4.85, кривые *а, б, в*) общая производительность вентиляторов по сравнению с производительностью одного из них может увеличиться (кривая *а*), но может остаться неизменной (кривая *б*) или даже, наоборот, уменьшиться (кривая *в*). Изменение производительности и давления при параллельном присоединении (или отключении) вентилятора можно определить только графически – способом наложения характеристик.

На рис. 4.86*а* представлен пример безразмерных аэродинамических характеристик установки двух параллельно работающих осевых вентиляторов с коробом на стороне нагнетания при выходе воздуха через его длинную сторону. На рис. 4.86*б* показано изменение производительности установки на различных режимах. Характеристика установки при $\bar{l} = 1{,}5$ мало отличается от подобной при $\bar{l} = 2{,}0$. Последняя на режиме максимальной производительности совпадает с характеристикой собственно двух вентиляторов. Поэтому можно считать неоправданным увеличение осевого габарита установки более, чем он получается при $\bar{l} = 1{,}5$. При уменьшении расстояния до $\bar{l} = 1{,}0$ производительность установки уменьшается не более, чем на 7%. Дальнейшее уменьшение расстояния до $\bar{l} = 0{,}5$ ведет к резкому уменьшению давления и производительности установ-



а)



б)

Рис. 4.87. Коэффициент потерь установки двух параллельно работающих вентиляторов с коробом на входе при боковом подводе воздуха вдоль его длинной стороны (*а*) и с коробом на стороне нагнетания при выходе воздуха через его длинную сторону (*б*); $\bar{l} = \frac{l}{D}$

Подвоинк по дрвлике

ки почти на 30%. Учитывая обычное стремление к компактности, оптимальным можно считать при симметричном выходе вдоль длинной стороны короба воздуха расстояние $1{,}0 < \bar{l} < 1{,}5$. Интересно, что во всем рабочем диапазоне коэффициентов производительности (правее φ = 0,26) коэффициент потерь установки меняется незначительно (см. рис. 4.87*б*), причем чем меньше $\bar{l}$, тем меньше изменяется ζ.

4.4.9.4. Работа в сети последовательно соединенных вентиляторов

Последовательно установленные вентиляторы используют для повышения давления установки, что в итоге в данной сети приводит и к повышению производительности.

При работе соединенных последовательно вентиляторов в сети общую производительность и давление определяют по пересечению их суммарной характеристики с характеристикой сети (рис. 4.88).

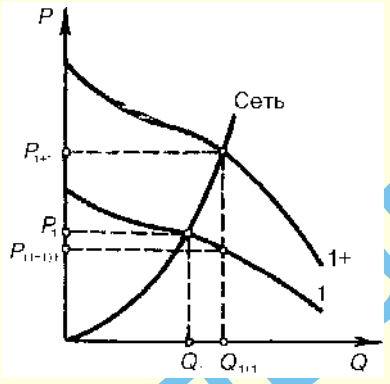


Рис. 4.88. Работа в сети одинаковых последовательно соединенных вентиляторов

Давление каждого из совместно работающих вентиляторов $p_{v(1+1)}$ определяют по пересечению составляющих характеристик вентиляторов с ординатой, проведенной через точку пересечения суммарной характеристики вентиляторов с характеристикой сети (но никак не по пересечению составляющих характеристик вентиляторов с характеристикой сети).

При последовательном присоединении к одному уже работающему вентилятору другого такого же (что не должно привести к существенному изменению характеристики сети) общее давление увеличится, но не вдвое, так как рабочая точка переместится не по ординате, а по квадратичной характеристике сети. Таким образом, давление, создаваемое каждым из последовательно соединенных вентиляторов, окажется меньше, чем одного вентилятора, работающего в той же сети:

$$p_{v(1+1)} < p_{v1}.$$

Производительность же двух одинаковых последовательно работающих вентиляторов будет равна производительности каждого из них, но будет больше, чем у одного вентилятора при изолированной его работе на ту же сеть.

В зависимости от особенностей характеристик последовательно соединенных вентиляторов и характеристик сетей (рис. 4.89, кривые *а, б, в*) общее давление может увеличиться (кривая *а*), остаться неизменным (кривая *б*) или даже уменьшиться (кривая *в*).

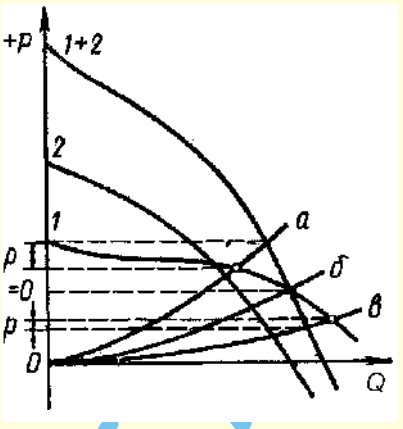


Рис. 4.89. Работа в сети разных последовательно соединенных вентиляторов

Изменение давления и производительности при последовательном присоединении (или отключении) вентиляторов, как и в случае параллельной их работы, можно определить только графически – путем наложения характеристик. Влияние естественной тяги или какого-либо другого постоянно действующего фактора на производительность и давление можно рассматривать по аналогии с влиянием последовательно присоединенного вентилятора.

На рис. 4.90 представлены результаты экспериментальных исследований аэродинамических характеристик последовательно установленных осевых вентиляторов [7]. Во время испытаний снимались суммарные аэродинамические характеристики двух последовательно установленных вентиляторов. На трех типоразмерах было исследовано влияние на суммарную характеристику расстояния между вентиляторами. Оказалось, что это расстояние может быть минимальным при условии размещения между ними электродвигателя (рис. 4.90).

Полученный экспериментальный материал показал, что принятые представления о сложении характеристик при последовательной работе двух осевых вентиляторов требуют существенной корректировки. Для осевых вентиляторов схем К + СА такая поправка относительно невелика. Однако для схем К вентиляторов среднего и высокого давления, где существенно влияние закрученности потока, входящего во второе колесо, поправка уже настолько велика, что делает применение такого подхода нецелесообразным. Рассмотрим исследованные варианты.

Для вентиляторов ОВ-0,6-300 № 4 (рис. 4.91) разница между экспериментальной суммарной характеристикой и расчетной кривой давления, полученной сложением характеристик единичных вентиляторов, составляет примерно 40% от давления, развиваемого одним вентилятором. Примерно такой же по величине будет эта разница и у вентилятора ЦЗ-04 № 4. Это означает, что последовательная установка двух осевых вентиляторов низкого давления приводит к увеличению давления в рабочей зоне характеристики на 60–70% по сравнению с давлением, развиваемым одним вентилятором. Более точно это увеличение давления в зависимости от производительности можно определять по графику на рис. 4.91.

Справочник гидравлика

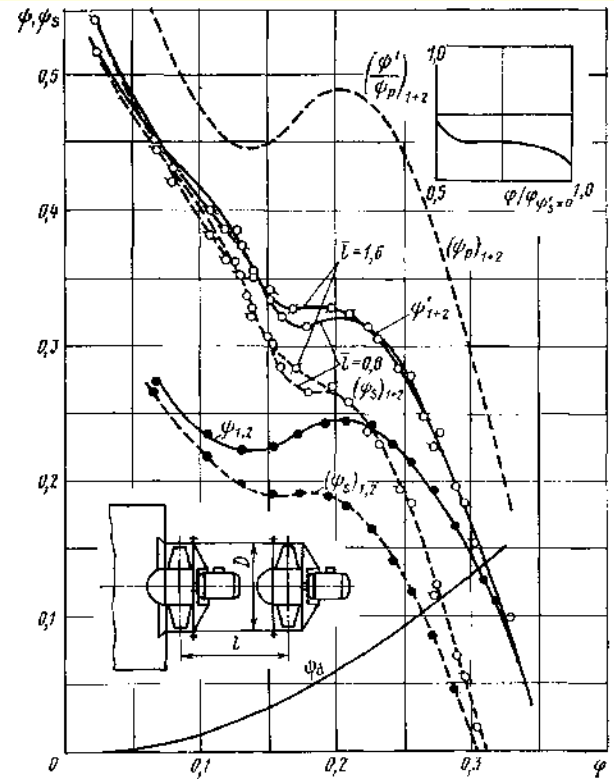


Рис. 4.90. Аэродинамические характеристики последовательно установленных вентиляторов:

$\bar{l} = \frac{l}{D}$; индексы *1*, *2* – соответствуют характеристикам единичного вентилятора;
1 + 2 – то же для последовательно установленных вентиляторов.
Вентиляторы типа ОВ-109-19 № 6,3; схема К; $\nu = 0{,}4$; $z_к = 6$

Вентилятор ОВ-109-19 относится к группе осевых вентиляторов среднего давления и используется как в схеме К, так и в схеме К + СА. Последовательная установка двух таких вентиляторов схемы К дает очень незначительное увеличение давления, равное примерно 30% по сравнению с характеристикой единичного вентилятора (см. рис. 4.90). Это объясняется тем, что поток, выходящий из первого колеса, значительно закручен по направлению вращения второго колеса и, кроме того, создает большую неравномерность на входе во второе колесо. Это явление (но в меньшей степени) имеет место и у вентиляторов низкого давления. Поэтому также заметно уменьшается суммарное давление по сравнению с удвоенным давлением одного вентилятора. В этом смысле представляет интерес компоновка последовательно устанавливаемых вентиляторов левого и правого вращения. При этом получаем вентиляторы встречного вращения, которые развивают давление бóльшее, чем удвоенное давление одиночного вентилятора. Однако у второго вентилятора должен быть запас мощности привода.

Вентиляторы со спрямляющим аппаратом среднего и высокого давления, такие как ОВ-109-19 и ОВ-2,3-130, дают увеличение давления при последовательной их установке по сравнению с единичным вентилятором на 80–90% (рис. 4.92). У двух- и четырехступенчатых вентиляторов, которые в некотором роде представляют собой последовательную установку вентиляторов, можно получить суммарные характеристики сложением характеристик одной ступени (при соответственно качественном их исполнении). Этот вывод основан на результатах работы, проведенной в ЦАГИ по исследованию условий последователь-

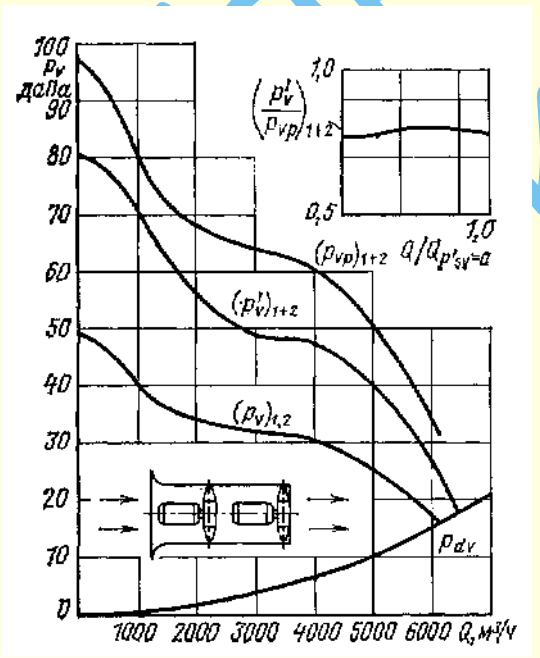


Рис. 4.91. Аэродинамические характеристики последовательно установленных вентиляторов:

$\bar{l} = \frac{l}{D}$; индексы *1*, *2* – соответствуют характеристикам единичного вентилятора; 1 + 2 – то же для последовательно установленных вентиляторов. Вентиляторы типа ОВ-0,6-300 № 4;
$n = 2850$ об/мин; $\nu = 0{,}4$; $z_к = 3$

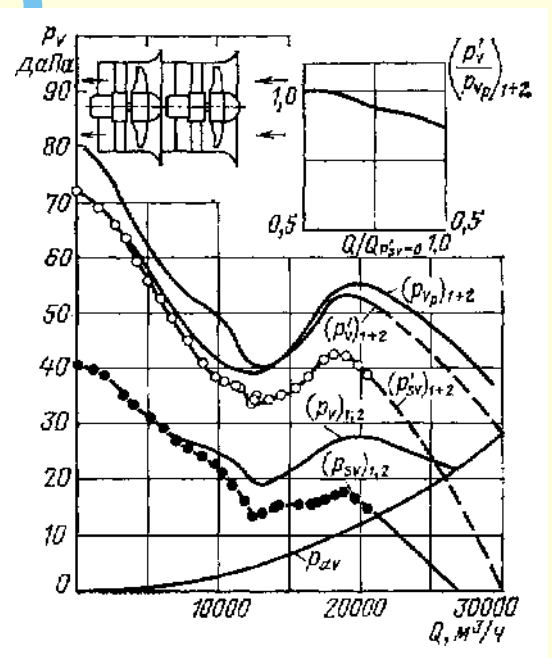


Рис. 4.92. Аэродинамические характеристики последовательно установленных вентиляторов;

$\bar{l} = \frac{l}{D}$; индексы *1*, *2* – соответствуют характеристикам единичного вентилятора; 1 + 2 – то же для последовательно установленных вентиляторов. Вентиляторы типа ОВ-109-19 № 8;
схема К + СА; $\nu = 0{,}4$; $z_к = 6$; $z_{СА} = 11$

Справочник по ладовлике

ной работы ступени осевого четырехступенчатого компрессора при малых скоростях. Проведенный эксперимент показал хорошее совпадение экспериментальных характеристик с расчетными.

4.4.9.5. Мощность вентиляторов при совместной работе в сети

Суммарные кривые зависимости мощности от производительности $N(Q)$ (рис. 4.93 и 4.94) можно построить на суммарных характеристиках совместно работающих вентиляторов аналогично кривым зависимости суммарного давления от производительности. Однако в большинстве случаев при анализе совместно работающих вентиляторов практический смысл имеет определение не суммарной мощности N_{1+1}, а мощности, потребляемой каждым вентилятором в отдельности – N_1. Последнюю определяют при помощи полной аэродинамической характеристики вентилятора в зависимости от его производительности, та же характеристика позволяет определить и значение КПД.

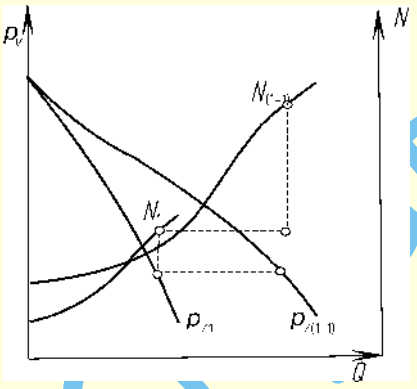


Рис. 4.93. Суммарная характеристика мощности при параллельном соединении вентиляторов

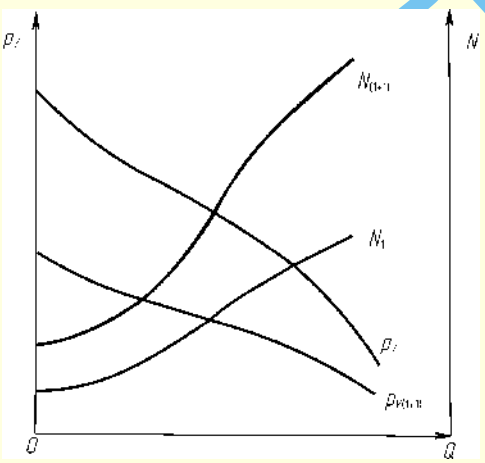


Рис. 4.94. Суммарная характеристика мощности при последовательном соединении вентиляторов

При совместной работе вентиляторов и возможного отключения одного из них или дополнительного присоединения еще одного вентилятора установочную мощность двигателей следует определять, ориентируясь на наименее выгодные условия, которые можно установить только графически путем наложения характеристик. Общий КПД установки двух совместно работающих вентиляторов можно соответственно вычислить после определения значений общей производительности, давления и мощности. КПД каждого из вентиляторов легко определяют по его характеристике, поскольку производительность известна.

Пример 4.14. [25]

Определить условия работы двух одинаковых параллельно соединенных вентиляторов на неизменную сеть 1 (аэродинамическая характеристика сети $p_w = 1{,}4 \cdot 10^{-6}\ Q^2$). Сравнить параметры вентиляторов при уменьшении сопротивления сети (для сети 2 аэродинамическая характеристика $p_w = 0{,}5 \cdot 10^{-6}\ Q^2$).

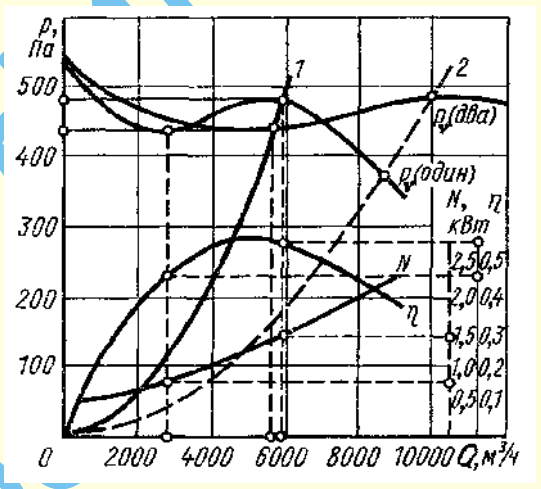


Рис. 4.95. Пример анализа работы в сетях совместно соединенных вентиляторов

Решение. Условия работы двух и каждого из двух совместно работающих вентиляторов характеризуются построенным графиком (рис. 4.95) и данными таблицы 4.47.

При работе на сеть 2 (аэродинамическая характеристика нанесена пунктирной линией) из графика и таблицы следует, что при подключении второго вентилятора общая производительность выше, чем у одного вентилятора.

Для сети, характеристика 1 которой нанесена сплошной линией, параллельное подключение второго вентилятора не дает положительного эффекта – производительность несколько уменьшается.

Таблица 4.47

К примеру 4.14

Характеристика сети	Условия работы вентиляторов	Q, м³/ч	p_v, Па	N, кВт	η
2	Один	8600	380	2,2	0,4
	Оба	10 000	480	2,3	0,57
	Каждый	5000	480	1,15	0,57
1	Один	5900	480	1,4	0,55
	Оба	5600	440	1,5	0,45
	Каждый	2800	440	0,75	0,45

Приведенный пример, в котором рассматривались распространенные радиальные вентиляторы с седлообразной характеристикой, весьма типичен и подтверждает сказанное выше о необходимости проверять графически – методом наложения характеристик – целесообразность совместной работы, которая в рассмотренном примере для одной из сетей не дала эффекта.

4.4.9.6. Подбор вентиляторов

Главными критериями при подборе вентилятора являются его тип и размер, обеспечивающие наиболее экономичную работу. При подборе вентилятора всегда необходимо помнить, что даже при незначительном увеличении КПД удорожание самого вентилятора и его монтажа быстро компенсируются при эксплуатации за счет экономии электроэнергии.

В некоторых случаях главной целью подбора является обеспечение компактности, возможности непосредственного соединения с электродвигателем, бесшумности, устойчивости работы вентилятора и т. д. Для устранения осевого давления, например, лучше применять вентиляторы с двойным входом.

Исходными данными для подбора вентилятора являются полученные в результате расчета аэродинамической характеристики сети воздуховодов ориентировочные величины расхода Q и полных потерь давления Δp_v, приведенные к стандартной плотности воздуха $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м^3. Немаловажное значение имеют также соображения конструктивного и эксплуатационного характера. При этом всегда необходимо стремиться к выбору такого вентилятора, который будет работать наиболее экономично, т. е. при наибольшем КПД.

Перед выбором вентилятора, рассчитывая на его наиболее удобное непосредственное соединение с электродвигателем, весьма полезно подсчитать значение быстроходности для стандартных частот вращения ω, составляющих для асинхронных двигателей: 75, 100, 150, 300 рад/с (что соответствует числу оборотов 720, 960, 1450, 2900 об/мин) по формуле

$$n_y = \frac{n\sqrt{Q}}{\left(\frac{p_v}{9{,}8}\right)^{\frac{3}{4}}}, \qquad (4.104)$$

где Q выражено в м^3/с и p_v – в Па (при $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м^3).

Если критерий $n_y > 100$, то выгоден осевой вентилятор, если же $n_y << 100$, то предпочтительнее радиальный. Можно сообразоваться и со значением p_v, так как при $p_v > 300$ Па одноступенчатые обычные осевые вентиляторы должны работать при больших окружных скоростях со значительным шумом. Ввиду этого приходится выбирать вентилятор из числа радиальных, имеющих больший коэффициент давления. При малых давлениях предпочтение можно отдавать осевым вентиляторам благодаря удобству их реверсирования и регулировки поворотом лопаток, а также вследствие меньшей зависимости их мощности от изменения производительности. Можно прийти и к компромиссному решению – выбрать канальный вентилятор, объединяющий компактность и отсутствие поворота потока с высоким давлением, создаваемым радиальным рабочим колесом.

После определения типа вентилятора следует выбрать наиболее подходящую серию из числа выпускаемых промышленностью. При выборе радиальных вентиляторов также можно воспользоваться значением подсчитанной быстроходности – она входит в наименование серии вентилятора (см. п. 4.4.6). Здесь определяющим также является расчетное давление, так как для каждой серии радиальных вентиляторов, в зависимости от конструкции рабочего колеса, завод-изготовитель лимитирует по соображениям прочности окружную скорость, а значит, и давление.

Очень важным для оценки серии, как уже упоминалось, является значение максимального КПД, которое должно быть как можно бóльшим.

При перемещении запыленных газов приходится использовать пылевые вентиляторы, имеющие специальную конструкцию и пониженный КПД. Для удаления агрессивных и взрывоопасных газов выбирают вентиляторы только специальной защищенной конструкции.

Когда выбрана и серия, то остается выбрать размер вентилятора (номер) и на его характеристике по точке пересечения координат, заданных Q и p_v, определить соответствующие ω и η. Здесь определяющим должен быть наибольший КПД, а если желательно вентилятор непосредственно соединить с электродвигателем, то его стандартная частота вращения. Поэтому сравнивают ω и η для нескольких номеров и выбирают оптимальный вариант.

При подборе многих типов вентиляторов приходится пользоваться не характеристиками, а таблицами опытных данных. Обычно в таблицах для вентиляторов данного типа и размера при нескольких значениях давлений указывают соответствующую производительность, угловую скорость и иногда мощность или КПД. При подборе вентиляторов следовало бы эти данные вместе с характеристикой сети наносить на специально составляемый для этого график, чтобы можно было более наглядно и точно, с применением метода наложения характеристик, выполнять необходимую интерполяцию.

4.4.9.7. Привод вентиляторов. Подбор электродвигателей

Как уже отмечалось, подавляющее большинство вентиляторов приводятся в действие электрическими двигателями. В отдельных случаях в качестве резерва возможно применение паровых двигателей или двигателей внутреннего сгорания. Для местного проветривания глухих выработок в шахтах, взрывоопасных по газу и пыли, применяются пневмовентиляторы серии ВП (см. приложение 4.3), которые в качестве привода используют турбинку, работающую на сжатом воздухе. Регулировка работы таких вентиляторов производится изменением расхода подаваемого в турбинку сжатого воздуха с помощью крана, установленного в сети.

Как правило, для привода вентиляторов используются электродвигатели переменного тока. Электродвигатели постоянного тока, число оборотов которых можно изменять плавно в широких пределах, применяются гораздо реже. Для вентиляторных установок наиболее пригодны шунтовые электродвигатели постоянного тока.

В приложении 4.3 приведены технические данные электродвигателей, выпускаемых отечественной про-

Справочник по гидравлике

мышленностью и предназначенных для применения их в нормальных производственных условиях. В остальных случаях (повышенная или пониженная температура помещения, запыленность воздуха, взрывоопасная среда и т.д.) следует руководствоваться соответствующими указаниями и правилами применения электродвигателей в особых условиях.

Потребную мощность на валу электродвигателя N, Вт, определяют по формулам:

а) при перемещении чистого воздуха для стандартных условий

$$N = \frac{Qp_{v\text{раб}}}{3600\eta_в\eta_н}; \qquad (4.105)$$

б) при перемещении воздуха с механическими примесями

$$N = \frac{1,2Qp_{v\text{раб}}}{3600\eta_в\eta_н}, \qquad (4.106)$$

где $\eta_в$ – КПД вентилятора в рабочей точке характеристики; $\eta_н$ – КПД передачи, принимаемый по табл. 4.48.

Таблица 4.48

Значения КПД передач

Вид передачи	Значение КПД
Непосредственная насадка колеса вентилятора на вал электродвигателя	1
Соединение вала вентилятора и электродвигателя при помощи муфты	0,98
Ременный привод с клиновыми ремнями	0,95

Установочную мощность электродвигателя N, кВт, находят по формуле

$$N_у = K_з N, \qquad (4.107)$$

где $K_з$ – коэффициент запаса мощности, принимаемый по таблице 4.49.

При установке электродвигателей в помещении с температурой 45 °С установочную мощность электродвигателя $N_у$ необходимо увеличить на 8%, а при 50 °С – на 15%.

Таблица 4.49

Коэффициенты запаса мощности

Мощность на валу электродвигателя, кВт	Коэффициент запаса при вентиляторе	
	радиальном	осевом
До 0,5	1,5	1,2
От 0,51 до 1	1,3	1,15
От 1,01 до 2	1,2	1,1
От 2,01 до 5	1,15	1,05
Более 5	1,1	1,05

В сухих малозапыленных помещениях, не содержащих в воздухе агрессивных газов и взрывоопасных веществ, устанавливают защищенные двигатели.

В помещениях пыльных, влажных и содержащих агрессивные газы, а также при установке на открытом воздухе применяют закрытые обдуваемые двигатели исполнения А02 и А0Л2.

В помещениях, содержащих взрывоопасные соединения, а также при установке в одном помещении с вытяжными вентиляторами, обслуживающими взрывоопасные производства, применяют двигатели во взрывобезопасном исполнении. Условия установки электродвигателей во взрывоопасных помещениях приведены в п. 4.6.

При клиноременных передачах электродвигатели устанавливают на салазках.

Пример 4.15. Подобрать радиальный вентилятор для перемещения Q = 40 000 м^3/час чистого воздуха с температурой t = 80 °С. Сопротивление сети воздуховодов $\Delta p_{v\text{раб}}$ = 700 Па. Барометрическое давление В = 720 мм рт. ст.

Решение. Так как температура перемещаемого воздуха отличается от стандартной (t = 20 °С), определяем условное давление для подбора вентилятора:

$$p_у = 700\frac{273+80}{293}\frac{760}{720} \approx 900 \text{ Па}.$$

Этим условиям удовлетворяет радиальный вентилятор типа Ц4-70 № 12, который при L = 40 000 м^3/ч и $p_{v\text{раб}}$ = 900 Па имеет КПД, равный 0,78 (прил. 4.3).

В точке пересечения линии давления и производительности по характеристике для данного номера вентилятора находим частоту вращения вентилятора.

При установке вентилятора на клиноременной передаче потребная мощность электродвигателя по формуле (4.105) составит:

$$N = \frac{40\,000 \cdot 700}{3600 \cdot 0,78 \cdot 0,95} = 10\,300 \text{ Вт} = 10,3 \text{ кВт}.$$

Установочная мощность электродвигателя с учетом запаса по формуле (4.107) должна быть не менее

$$N_у = 10,3 \cdot 1,1 = 11,3 \text{ кВт}.$$

Принимается ближайший больший по мощности электродвигатель.

4.4.9.8. Регулировка работы вентиляторов

Регулирование работы вентиляторов возможно двумя методами: качественным и количественным. Качественный метод предполагает изменение аэродинамической характеристики вентилятора, количественный – изменение аэродинамической характеристики сети.

Количественный метод (рис. 4.96*б*), заключающийся в анализе увеличенного сопротивления сети при помощи задвижки или дросселя, весьма прост, но крайне неэкономичен, позволяя регулировать производительность только в сторону уменьшения от некоторой номинальной.

Качественная регулировка работы вентиляторов (рис. 4.96*а*) несравненно экономичнее: она позволяет как увеличивать, так и уменьшать производительность; ее можно осуществлять изменением угловой скорости, геометрических параметров или применением направляющих аппаратов.

Справочник по гидравлике

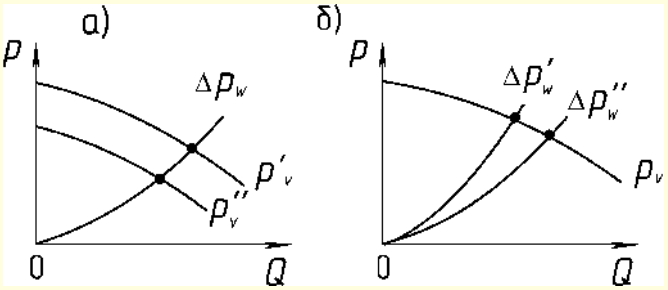


Рис. 4.96. Регулировка работы вентилятора:
а – качественная; *б* – количественная

Подавляющее большинство вентиляторов приводят в действие электрическими двигателями переменного тока, угловая скорость которых зависит от частоты тока и числа пар полюсов магнитной системы. Более распространены двигатели с числом оборотов 720, 960, 1450 и 2900 об/мин, причем с изменением нагрузки число оборотов меняется незначительно. Существуют электродвигатели, дающие возможность переключать число пар полюсов – так называемые многоскоростные (преимущественно двухскоростные), позволяющие скачкообразно менять число оборотов (2900, 1450, 960 об/мин и т. д.). Однако последние типы электродвигателей пока мало распространены. Возможна также регулировка изменением частоты тока.

В последние годы широкое распространение получили вентиляторы с приводом от **электродвигателей с внешним ротором** (рис. 4.97, 4.68, 4.69). Электродвигатели с внешним ротором, как любые электродвигатели, состоят из статора с медной обмоткой и ротора. Отличие заключается в том, что ротор электродвигателя, изготовленный как единое целое с рабочим колесом вентилятора, находится внутри него и вращается вокруг статора. Вентилятор с электродвигателем с внешним ротором отличается малыми габаритами. Сборка обеих вращающихся частей, а именно двигателя и рабочего колеса, позволяет произвести точную балансировку. Как двигатель, так и рабочее колесо находятся непосредственно в потоке воздуха, и поэтому очень эффективно охлаждаются, что увеличивает срок службы вентилятора, так как подшипники подвергаются минимальным тепловым и механическим нагрузкам. Преимуществом электродвигателей с внешним ротором является также очень малый пусковой ток.

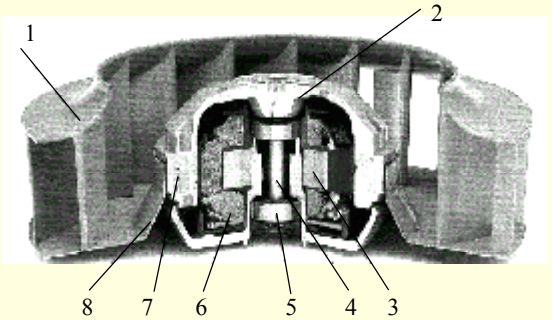


Рис. 4.97. Электродвигатель с внешним ротором:
1 – рабочее колесо; *2* – ротор; *3* – сердечник статора;
4 – вал; *5* – герметичные подшипники; *6* – обмотка;
7 – сердечник ротора; *8* – фланец рабочего колеса

Скорость вращения современных вентиляторов с электродвигателями переменного тока отечественного и зарубежного производства может регулироваться путем изменения подаваемого на электродвигатель напряжения. Для этого необходимы электродвигатель с высоким сопротивлением ротора и использование термоконтактной защиты двигателя. Напряжение может изменяться фиксированными шагами с помощью многоступенчатого трансформатора или плавно с помощью тиристора. Многоступенчатый трансформатор имеет ряд преимуществ: он прост и компактен, а также не вызывает ни шума в двигателе, ни радиопомех. Его недостатки – это ограничение на пять фиксированных ступеней и то, что он не может управляться с помощью регулятора.

Ручные тиристорные регуляторы недороги, легко устанавливаются и обеспечивают плавную (бесшаговую) регулировку. Регулирование с помощью тиристорных регуляторов может привести к некоторому шуму двигателя, особенно в однофазных электродвигателях при малых частотах вращения. Они производят высокочастотные электрические помехи, которые могут влиять на радиоприемники на средних и коротких полосах частот приема. Поэтому все тиристорные регуляторы должны обеспечиваться устройством подавления радиопомех.

Угловую скорость электродвигателей постоянного тока небольших мощностей весьма просто и экономично регулируют реостатами. Однако постоянный ток для силовых целей применяют редко. Наибольшее применение электродвигатели постоянного тока нашли для привода вентиляторов аэродинамических труб.

Геометрические параметры вентиляторов изменяют самыми разнообразными способами. У осевых вентиляторов для этого поворачивают лопатки или изменяют их число.

Весьма простым, но неэкономичным способом регулировки вентиляторов является перепуск нагнетаемого воздуха помимо сети обратно во всасывающую линию.

Аппараты для регулирования производительности вентиляторов

В последнее время для качественной регулировки радиальных вентиляторов с большим успехом используют устанавливаемые перед всасывающими отверстиями конструктивно простые и компактные **направляющие аппараты** (рис. 4.98). Они предназначены для изменения производительности вентилятора и создаваемого им давления путем поворота лопаток на определенный угол, а также для уменьшения пусковой нагрузки электродвигателя путем полного закрытия лопаток направляющего аппарата.

Направляющий аппарат на регулировочном режиме должен закручивать поток воздуха в сторону вращения рабочего колеса. Аппараты выпускаются с ручным или электрическим приводом.

Следует отметить, что при таком способе уменьшения производительности может быть достигнуто существенно меньшее снижение КПД, чем при дроссельной регулировке.

Регулировочная характеристика направляющих аппаратов серии НА приведена на рис. 4.99.

Справочник по гидравлике.

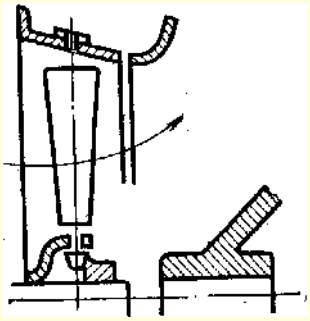


Рис. 4.98. Регулировочный входной направляющий аппарат

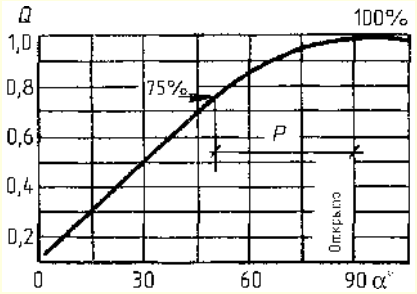


Рис. 4.99. Регулировочная характеристика направляющего аппарата:
$\overline{Q}$ – относительная производительность вентилятора;
α° – угол поворота лопаток направляющего аппарата

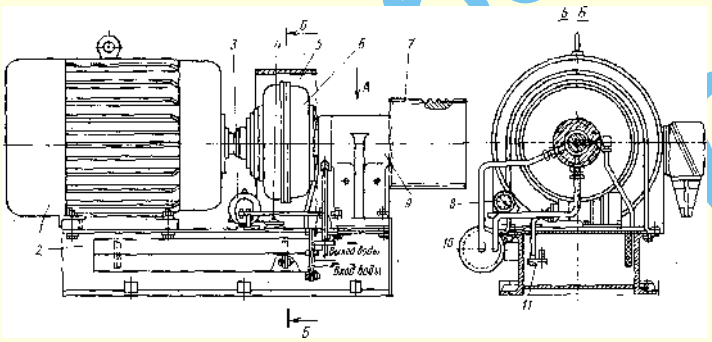


Рис. 4.100. Гидроустановка:
1 – электродвигатель; *2* – станина; *3* – шестеренный насос; *4* – щуп; *5* – ограждение; *6* – гидромуфта; *7* – шкив; *8* – манометр; *9* – опора; *10* – маслоохладитель; *11* – коробка клапанная

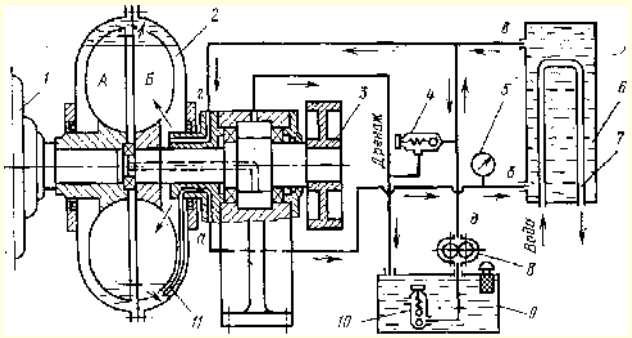


Рис. 4.101. Принципиальная схема гидроустановки

При наличии промежуточной передачи угловая скорость вентилятора регулируется изменением передаточного числа.

При использовании **ременной передачи** угловую скорость регулируют изменением диаметра шкивов. В случае использования специальных клиновидных ремней можно применять разжимной шкив, посредством изменения диаметра которого меняется и передаточное число.

Еще более перспективно применение гидроустановок (гидромуфт) и электромагнитных муфт.

Гидроустановки (гидромуфты) (рис. 4.100) предназначены для уменьшения пусковой нагрузки электродвигателя и бесступенчатого регулирования производительности вентиляторных агрегатов двустороннего всасывания кондиционеров. Гидроустановки (табл. 4.50) рассчитаны на работу при температуре окружающей среды от 4–5 до +35 °С.

Принципиальная схема гидроустановки представлена на рис. 4.101. На валу электродвигателя *1* жестко закреплена одна половина *А* колеса гидромуфты *2*. Вторая половина *Б* закреплена на валу шкива *3*. При включенном электродвигателе частота вращения колеса *А* равна частоте вращения ротора электродвигателя. Колесо *Б* начинает вращаться при заполнении полости гидромуфты маслом. Масло из маслобака *9* через нижнее отверстие клапанной коробки *10* забирается шестеренным насосом *8* и нагнетается по маслопроводу в гидромуфту и маслоохладитель *6*. При этом увеличивается степень наполнения гидромуфты, а следовательно, частота вращения колеса *Б*.

В маслоохладитель масло подается до полного его заполнения. Вытесняемый из системы воздух, а также излишки масла сбрасываются в маслобак. При достижении требуемой частоты вращения шкива *3* шестеренчатый насос выключают. Масло из свободного пространства гидромуфты благодаря создаваемой вращением центробежной силе поступает в неподвижную трубку *11* и по маслопроводу *а–б* транспортируется в маслоохладитель, где охлаждается водой, протекающей по змеевику *7*, и по каналу *в–г* поступает снова в гидромуфту. Таким образом, количество масла, циркулирующего в системе, постоянно, а следовательно, частота вращения рабочего колеса вентилятора сохраняется постоянной.

Если требуется уменьшить частоту вращения или остановить систему, включают шестеренный насос на откачку масла. Масло через трубку *11* проходит по маслопроводу *а–б* в маслоохладитель, а затем по маслопроводу *в–д* через шестеренный насос и перепускной клапан в клапанной коробке сливается в маслобак. При этом уменьшается наполнение гидромуфты маслом и соответственно снижается частота вращения колеса вентилятора. При достижении нужной частоты вращения, контролируемой по манометру *5*, шестеренный насос отключают. Масло снова начинает циркулировать по маслопроводу из гидромуфты в маслоохладитель, а из него в гидромуфту, обеспечивая постоянную частоту вращения. Для полной остановки масло полностью откачивают шестеренным насосом из гидромуфты. При этом давление на манометре падает до нуля. После этого выключают шестеренный насос и основной электродвигатель. Для предотвращения повреждения гидромуфты при повышении давления масла больше допустимого на нагнетательном маслопроводе установлен предохранительный клапан *4*, перепускающий масло в сливной канал.

Справочник по проектировщике

Таблица 4.50

Технические данные гидроустановок

№ вентиляционного агрегата кондиционера	Обозначение гидроустановки исполнения		Техническая характеристика			
			Электродвигатель		Расход воды, $м^3/ч$	Емкость маслобака, л
	правого	левого	Тип	Мощность, кВт		
16/2	05.8130.0	05.8131.0	А02-91-6	55	0,7	55
16/2	07.8130.0	07.8131.0	А02-92-6	75	0,8	55
20/2	10.8130.0	10.8131.0	А03-3153-6	100	1,2	70
20/2	12.8130.0	12.8131.0	Л03-315М-6	132	1,3	70

Примечания.

1. В маслобак заливается хорошо профильтрованное минеральное масло: индустриальное-12, индустриальное-20 (ГОСТ 20799–75).
2. Шестеренчатый насос Б Г-11-11 производительностью 8 л/мин, давлением 5 кгс/см^2 с электродвигателем АОЛ-21-4 (N – 0,27 кВт, n = 1400 об/мин).
3. Диапазон регулирования всех агрегатов 940–450 об/мин.

Индукторные муфты скольжения. Индукторные муфты скольжения (ИМС) предназначены для плавного пуска и бесступенчатого регулирования производительности вентиляторов, а также для уменьшения пусковой нагрузки на электродвигатель.

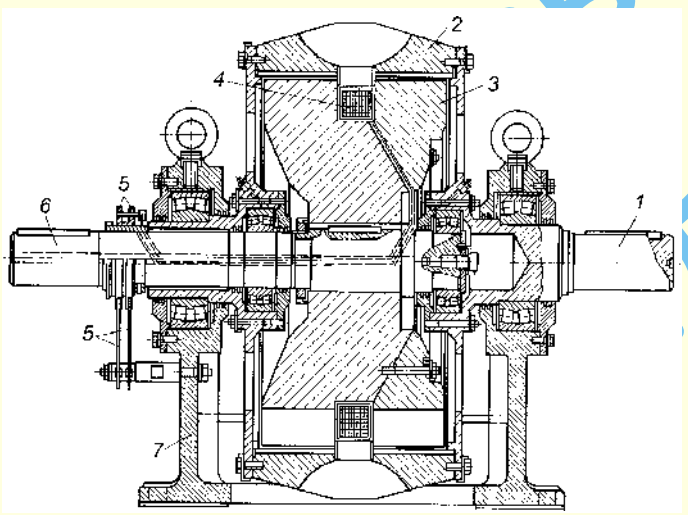


Рис. 4.102. Индукторная муфта скольжения

На рис. 4.102 представлена индукторная муфта скольжения. Якорь муфты *2* выполняется в форме массивного стального цилиндра. Внутри якоря расположен индуктор *3*, представляющий собой двухрядное стальное зубчатое колесо. Воздушный зазор между якорем и индуктором составляет примерно 1 мм. Якорь крепится на входном валу муфты *1*, а индуктор – на выходном валу *6*. Оба вала муфты своими концами лежат в опорных подшипниках. Крайние опорные подшипники укреплены в стойках станины *7*. Станина муфты отливается из чугуна.

Индуктор разъемный. В круговом пазу между двумя рядами его зубцов размещается обмотка возбуждения постоянного тока *4*. Ток в обмотку возбуждения поступает через контактные кольца и щетки. Контактные кольца *5* размещаются на выходном валу муфты, на котором установлен индуктор.

По условиям охлаждения обычно якорь муфты соединяют с приводным двигателем, а индуктор – с вентилятором.

С глубиной регулирования условия охлаждения муфты не изменяются, так как входная часть муфты, связанная с двигателем, вращается с постоянной частотой, обеспечивая охлаждение муфты.

Валы приводного двигателя и входной части ИМС чаще всего соединяют с помощью эластичной муфты. Выходной вал индукторной муфты соединяют через клиноременную передачу с вентилятором.

При отсутствии тока в обмотке возбуждения входная часть муфты, связанная с двигателем, вращается вхолостую, а выходная часть, связанная с вентилятором, неподвижна. Если в обмотку возбуждения подать постоянный ток, то возникает магнитный поток, замыкающийся через якорь и индуктор. Вследствие неодинаковых магнитных сопротивлений воздушного зазора над зубцами и впадинами индуктора распределение магнитного поля по окружности якоря неравномерно. При вращении двигателя пульсация магнитного потока вызывает появление в якоре вихревых токов. Взаимодействие этих вихревых токов с основным магнитным потоком создает крутящий момент, который приводит ведомую часть во вращение в том же направлении, в каком вращается ведущая часть. Крутящий момент тем больше, чем больше ток возбуждения муфты. Регулируя последний, плавно изменяют вращающий момент, а следовательно, и частоту вращения ведомого вала муфты и связанного с ним колеса вентилятора.

Отношение частоты вращения выходного вала муфты к частоте вращения вала электродвигателя составляет 1 : 5.

Регулирование напряжения возбуждения муфты скольжения, как правило, осуществляется при помощи вариатора напряжения РНО-250.

Обмотка возбуждения муфты скольжения питается от сети 220 В переменного тока через вариатор напряжения и кремниевый выпрямитель.

При местном управлении для изменения тока возбуждения рукоятку вариатора поворачивают вручную. При дис-

ВОЧНИК ПО Дровлике

Таблица 4.51

Массо-габаритные характеристики электрических индукторных муфт скольжения (для ориентировочных расчетов)

Тип муфты	L, мм	h, мм	d, мм	l, мм	l_1, мм	C, мм	C_1, мм	d_1, мм	Масса, кг
ИМС-7,5	610	160	38	80	325	160	127	14	150
ИМС-20	613	240	34	72	315	150	157	18	300
ИМС-40	915	280	60	140	490	225	335	22	590
ИМС-75	1075	335	75	140	565	300	350	30	1170
ИМС-160	1225	400	90	170	660	370	325	30	1730

Таблица 4.52

Технические данные индукторных муфт скольжения ИМС

Характеристика	ИМС-7,5	ИМС-22	ИМС-40	ИМС-75	ИМС-100	ИМС-160
Номинальный момент, кГ · м	7,5	22,0	40,0	75,0	100,0	160,0
Номинальное скольжение, об/мин	100	50	50	50	50	50
Максимально допустимая частота вращения, об/мин	3000	3000	1500	1500	1500	1500
Допустимые длительные потери мощности (кВт) при скольжении при входной частоте вращения, об/мин:						
3000	6,5	15,0	–	–	–	–
1500	4	9	17,5	40	40	66
1000	3	7	13	30	30	50
750	2,5	5,5	10,5	24,5	24,5	41,0
600	2	5	9	21	21	35
500	1,8	4	8	18	18	30
Сила тока источника питания (A) при соединении секции обмотки возбуждения:						
параллельном	1,0	1,4	3,0	3,0	3,0	5,0
последовательном	0,5	0,7	1,5	1,5	1,5	2,5
Масса муфты (не более), кг	180	350	590	1170	1170	1740

Примечание. Напряжение источника питания (В) при соединении секций обмотки возбуждения: параллельном – 220, последовательном – 380.

Справочник по гидравлике

танционном или автоматическом управлении оси вариатора соединяют с валом исполнительного механизма ПР-1М, управление которым осуществляется либо дистанционно, либо автоматически.

Технические данные муфт скольжения приведены в таблицах 4.51 и 4.52.

Подбор муфт скольжения. Мощность на валу привода вентилятора (т. е. на ведомом валу муфты)

$$N = \frac{Qp_v k_{зап}}{3600\eta_в\eta_п 1000}, \qquad (4.108)$$

где N – мощность на ведомом валу муфты, кВт;
Q – производительность вентилятора, м^3/ч;
p_v – полное давление вентилятора, Па;
$k_{зап}$ – коэффициент запаса (для вентиляторов больших номеров $k_{зап}$ = 1,1);
$\eta_в$ – КПД вентилятора (по каталогу);
$\eta_п$ – КПД передачи (для клиноременной передачи $\eta_п$ = 0,95).

Номинальный момент ($M_н$) на выходном валу муфты

$$M_н = \frac{N}{\omega}, \qquad (4.109)$$

где ω – угловая скорость вращения выходного вала муфты.

Сравнительное исследование регулирования частоты вращения вентиляторов с помощью гидравлических и электрических муфт скольжения показало, что первые менее надежны и более сложны в эксплуатации. Данные о мощности, потребляемой вентилятором, производительность которого регулируется направляющим аппаратом и электромуфтой скольжения, приведены в табл. 4.53.

В [6] для регулирования вентиляторов рекомендуется применять:

Таблица 4.53

Сравнительные данные о мощности, потребляемой вентилятором при регулировании

Способ регулирования	Производительность вентилятора, %	Мощность, потребляемая вентилятором, кВт, при установленной мощности электродвигателя, кВт				
		28	40	55	75	100
Направляющим аппаратом	100 75 50	28 20 12	40 28 17	55 39 24	– – –	– – –
Электромуфтой скольжения	100 75 50	28 19 9	40 27 14	55 37 18	75 45 25	100 60 34

– направляющие аппараты – при необходимости регулирования производительности от 100 до 50% полной производительности вентилятора;

– электрические индукторные муфты скольжения – при необходимости регулирования от 100 до 30% полной производительности вентиляторов.

4.4.9.9. Эксплуатация систем вентиляции. Прием в эксплуатацию вновь смонтированных вентиляционных установок

Приемка в эксплуатацию вентиляционных установок должна производиться на основании результатов предпусковых испытаний и регулировки в соответствии с требованиями строительных норм («Строительные нормы и правила. Правила производства и приемки работ». См. приложение 4.2), а также наружного смотра и проверки действия смонтированных устройств и оборудования. Согласно требованиям тех же строительных норм вентиляционные установки могут быть допущены к приемке в эксплуатацию после их непрерывной и исправной работы в течение 7 часов.

Приемке и сдаче в эксплуатацию подлежат все вновь смонтированные вентиляционные установки. Администрация предприятия назначает комиссию в составе начальника вентиляционного бюро или инженера по вентиляции, а при их отсутствии – главного энергетика или главного механика, инженера по технике безопасности, начальника цеха, в котором будет работать установка, представителей проектной и монтажной организаций, ОКС предприятия, представителей органов санитарного надзора, технической инспекции профсоюзов и пожарного надзора.

Приемка вентиляционных установок и сдача их в эксплуатацию заключается в проверке технической документации, осмотре установок и пробном их пуске. Комиссия составляет акт приемки вентиляционных установок с приложением к нему следующих документов: рабочих чертежей с нанесенными изменениями, допущенными при монтаже, и документов согласования этих изменений; актов приемки скрытых работ и промежуточной приемки конструкций; актов о результатах предпусковых испытаний и регулировки вентиляционных установок; паспорта на каждую установку (см. приложение 4.8).

Техническое испытание каждой вентиляционной установки для составления на нее паспорта является обязательным для организации (подрядчика или самого предприятия), проводившей монтаж установки.

Вентиляционная установка может быть представлена к приемке только при следующих условиях: установка в целом и ее отдельные элементы должны соответствовать проекту, а отступления от проекта должны быть обоснованы актом, согласованным с проектной организацией, предприятием-заказчиком и органом санитарного надзора; качество монтажа должно соответствовать техническим условиям на монтаж вентиляционных установок.

Комиссия проверяет соответствие проекту и действие всей смонтированной установки и отдельных ее элементов (вентилятор, электродвигатель, устройство для нагрева, очистки и увлажнения воздуха), а также расположение отверстий воздухозабора, выброса загрязненного воздуха из цеха, воздуховодов, воздухораспределителей, пылегазоприемников, наличие регулирующих приспособлений, выполнение работ по звукоизоляции вентиляционных агрегатов, наличие заземления оборудования и др.

При технической проверке качества монтажа необходимо обратить особое внимание на следующее: правильность балансировки рабочего колеса вентилятора и направление его вращения; плотность соединений воздуховодов; бесшумность работы установки (устройства гибких вставок к вентилятору, вибропоглощающих оснований под вентилятор и электродвигатель, ременных передач и т. п.); качество теплоизоляции участков приточных воздуховодов, перемещающих холодный воздух; качество огнестойкой изоляции; качество внутренней защитной окраски воздуховодов и других элементов оборудования вентиляционных установок для предохранения их от воздействия агрессивной среды или истирания; удобство и безопасность обслуживания и ремонта устройства (устройство ограждений, лестниц, переходов, проходов и т. п.); качество регулирующих, пусковых и измерительных приспособлений и удобство пользования ими; надежность крепления всех элементов вентиляционной установки.

При проверке аэрационных устройств следует обращать внимание на правильность действия механизмов для открывания створных переплетов в фонарях и окнах, удобства и безопасность обслуживания механизмов.

По окончании технической проверки вентиляционной установки комиссия решает, подготовлена ли эта установка к эксплуатации или предварительно необходимо устранить обнаруженные дефекты, вызванные отступлениями от проекта и монтажом невысокого качества. *Только принятые комиссией вентиляционные установки могут быть допущены к эксплуатации.*

Справочник по гидравлике

На каждую оконченную монтажом новую или капитально реконструированную вентиляционную установку, сдаваемую администрации цеха для эксплуатации, должны быть заведены паспорт (см. приложение 4.8), журнал эксплуатации (см. приложение 4.9), журнал ремонта и инструкция по эксплуатации.

Эксплуатация приточных и вытяжных вентиляционных систем. Все производственные помещения (цехи, отделения) предприятия должны быть подвергнуты санитарно-гигиеническому обследованию для определения соответствия эффективности действующей в них вентиляции требованиям санитарных норм. Если вентиляция не обеспечивает требуемых по санитарным нормам условий труда, необходимы испытания вентиляционных установок и соответствующие наладочные работы.

Испытания и наладка вентиляционных установок на соответствие санитарно-гигиеническим требованиям могут осуществляться службой эксплуатации при главном энергетике (механике) предприятия и специализированными пуско-наладочными организациями.

При невозможности обеспечить эффективность действия существующих вентиляционных установок средствами наладки они должны быть перепроектированы с учетом рекомендаций наладчиков, осуществляющих испытание и наладку вентиляционных установок. После монтажа вновь смонтированных установок их эффективность должна быть проверена испытаниями с выявлением соответствия условий труда в помещении действующим санитарным нормам.

Эксплуатационный режим каждой вентиляционной установки уточняется специальной рабочей инструкцией, составляемой по каждому обособленному вентилируемому помещению (цеху, отделению) предприятия.

В рабочей инструкции по эксплуатации вентиляционных установок цеха (отделения) должны быть указаны наименование цеха, участка и агрегата, которые обслуживает установками его обозначение; фамилия лица, ответственного за обслуживание данной установки; расчетная температура воздуха в рабочей зоне (при необходимости на отдельных рабочих местах) и ее допустимые отклонения; производительность, частота вращения колеса, тип и номер вентилятора каждой установки, а также тип и размеры другого оборудования установки; время и порядок включения и выключения установок; методы регулирования расхода и температуры приточного воздуха; особенности ухода за отдельными установками; плановые сроки очистки пылеулавливающих устройств, калориферов и другого оборудования установок (см. табл. 4.54); предельно допустимые значения их сопротивления проходящему воздуху, при достижении которых необходимо производить очистку соответствующего оборудования; сроки и порядок определения эффективности работы установок; порядок действия обслуживающего персонала при пожаре, и авариях; перечень контрольно-измерительных приборов (термометры, анемометры, микроманометры и т. д.).

Таблица 4.54

Периодичность чисток вентиляционных установок в год

Рабочие помещения	Число чисток установок в год (не менее)	
	вытяжных	приточных
1	2	3
Механические цехи с обработкой металла резанием, цехи холодной штамповки и сборочные цехи	2	1
Шлифовальные, заточные, наждачные, деревообрабатывающие и полировальные цехи и отделения	4	2
Участки с централизованным удалением металлической стружки от станков	4	1
Отделения и участки литейных цехов:		
центробежного литья	12	2
очистные	12	2
пневматической транспортировки смеси	12	2
гидропескоструйные и дробеструйные	6	2
выбивные	12	2
смесеприготовительные	6	2
плавильные и заливочные	2	1
сушильные	4	1
Кузнечные, прессовые, прокатные цехи, отделения горячей штамповки, прессовые отделения пластмассовых цехов	2	1
Участок сварочных постов электросварки и установки металлизации	2	1
Участки и отделения термических цехов:		
термообработки	2	1
закалочных ванн	2	1
ванн цианирования	4	1
установки токов высокой частоты и индукционной закалки	2	1
установки электроискровой и электрозвуковой обработки	4	1
Участки гальванических цехов:		
хромирования	4	1

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы 4.54

1	2	3
полирования и галтовки	4	1
никелирования, воронения и оксидирования	3	1
травления	2	1
Участки малярных цехов:		
пульверизационной окраски	12 (камеры и сепараторы еженедельно)	1
ручной окраски кистью (окраска окунанием)	2	1
сушки окрашенных деталей	1	1
Участки покрытия антикоррозийными металлическими пленками	4	1
Помещения с технологическим процессом, связанным со значительными выделениями мелкодисперсной пыли	6	2
Кухни предприятий общественного питания	4	1
Помещения инженерно-лабораторных корпусов	2	1
Помещения служебно-административных и культурно-бытовых зданий	1	1
Помещения лечебно-профилактических учреждений	1	1

Примечание. Чистка приточных вентиляционных установок, имеющих пылеочистные устройства, производится 3 раза в год.

В процессе эксплуатации вентиляционных установок необходимо периодически проверять соответствие параметров воздуха в рабочей зоне помещений санитарным нормам.

При изменении технологического процесса и перестановке технологического оборудования, сопровождающихся выделением вредных примесей, вентиляционные установки должны быть приведены в соответствие с новыми условиями.

Двери помещений для размещения вентиляционного оборудования должны плотно закрываться и запираться (как при работе вентиляционных установок, так и после их выключения). Помимо обслуживающего персонала, никто не должен допускаться в эти помещения. Эти помещения должны быть достаточно освещены.

Внешние поверхности вентиляторов, электродвигателей, фильтров и другого вентиляционного оборудования, а также контрольно-измерительных приборов воздухоприемных устройств должны систематически очищаться от пыли.

Каждой вентиляционной установке присваивается условное сокращенное обозначение и порядковый номер. Рекомендуются следующие сокращенные обозначения и нумерация установок: П1 – приточная установка 1; В3 – вытяжная установка 3; У2 – воздушная завеса 2; А3 – отопительный агрегат 3;ПЕ2 – приточное устройство с естественным побуждением 2; ВЕ1 – вытяжное устройство с естественным побуждением 1.

Сокращенные обозначения и порядковые номера вентиляционных установок должны быть нанесены яркой несмываемой краской на кожухе вентилятора или воздуховоде около вентилятора. Эти обозначения дублируются по всей технической документации, относящейся к данной вентиляционной установке.

Для вентиляционных установок каждого рабочего помещения должна быть заведена следующая техническая документация: а) журнал эксплуатации вентиляционных установок, в который заносятся замеченные неисправности в вентиляционных установках, их причины и способы устранения; все случаи прекращения работы установок в рабочее время в связи с аварией, ремонтом, отсутствием электроэнергии, теплоносителя и т. п.; время простоя, фамилия дежурного слесаря, дата и часы дежурств (см. приложение 4.9); б) графики чисток и ремонтов вентиляционных установок в соответствии с принятой системой ППР вентиляционных установок; в) журнал ремонта (или ремонтная карта), в которую заносят вид ремонта, дату начала и окончания ремонтных работ, краткое содержание произведенного ремонта, оценку качества выполненных работ.

На каждую вентиляционную установку должен быть составлен паспорт по форме, приведенной в приложении 4.8. Паспорт вентиляционной установки составляется по данным технических испытаний. При проведении работ по капитальному ремонту или реконструкции вентиляционной установки, а также при замене отдельных элементов установки в паспорт должны вноситься соответствующие изменения. Паспорта вентиляционных установок хранятся в вентиляционном бюро или отделе главного энергетика (механика).

Включение и выключение вентиляционных установок должны производить дежурные слесари по вентиляции или дежурные электрики, либо ответственные лица, специально назначаемые и соответствующим образом проинструктированные.

Включение вентиляционных установок производится в соответствии с указаниями рабочих инструкций, В помещении, где могут выделяться пары, газы и пыль токсических веществ, вентиляционные установки должны включаться за 10–20 мин до начала работ; при этом сначала включаются вытяжные, а затем приточные установки. В помещениях, где нет токсических веществ, все вентиляционные установки включаются одновременно с началом работ. Выключение вентиляционных установок следует производить во всех помещениях через 10–15 минут после окончания работы цеха (отделения). Сначала должны выключаться приточные, а затем вытяжные установки.

Отопительно-вентиляционные установки в течение отопительного периода после окончания работы в цехе (отделении) переключаются на режим рециркуляции в соответствии с указаниями рабочей инструкции.

Справочник по гидравлике

Местные вытяжные вентиляционные установки должны включаться за 3–5 минут до начала работы производственного оборудования, а выключаться – через 3–5 мин после ее окончания.

Включать приточные установки положено в такой последовательности:

– открыть утепленный клапан на воздухозаборе, который в холодный период должен быть плотно закрыт после выключения вентилятора;
– проверить положение обводного клапана у калориферов, который должен быть полностью закрыт в холодный период и полностью открыт в теплый период (в переходный период, а также при необходимости смешения нагретого и холодного воздуха для обеспечения в рабочих помещениях заданной температуры, обводной клапан устанавливается в соответствующее промежуточное положение);
– включить калориферы, если установка включается в холодный период;
– включить самоочищающийся масляный фильтр, предварительно проверив уровень масла, или рулонный фильтр;
– при теплоносителе – воде открыть задвижку на обратном трубопроводе (при теплоносителе – паре задвижки должны быть открыты постоянно);
– в холодный период проверить в соответствии с рабочей инструкцией показания термометра или манометра, установленных на трубопроводе теплоносителя к калориферной установке, а при их отсутствии – на узле управления местной системы теплопотребления (если замеренная температура окажется значительно ниже требуемой по графику теплоснабжения, пуск вентилятора не допускается);
– при наличии оросительной камеры включить водяные форсунки; включить электродвигатель вентилятора; проверить температуру воздуха, поступающего в вентилируемое помещение, по термометру, стационарно установленному в гильзе на общем воздуховоде за вентилятором.

В установке, где проектом предусмотрена возможность рециркуляции воздуха, регулировка температуры воздуха должна выполняться следующим образом: при перегреве – уменьшают количество рециркуляционного воздуха, одновременно увеличив количество наружного воздуха; при недогреве – увеличивают количество рециркуляционного воздуха, одновременно уменьшив количество наружного воздуха.

О значительном недогреве приточного воздуха дежурный слесарь должен немедленно сообщить своему руководителю для принятия необходимых мер.

В холодный и переходный периоды года приточные установки выключают в следующей последовательности: выключают электродвигатель; закрывают утепленный клапан; при наличии оросительной камеры, работающей по адиабатическому процессу, выключают форсунки; при теплоносителе – паре оставляют задвижки на калориферах открытыми, при теплоносителе – воде закрывают задвижку на обратном трубопроводе; при выключении калориферов на длительный срок – в случае перерыва в работе цеха (отделения), ремонта или в соответствии со специальными инструкциями – сливают воду из калориферов; выключают механизмы самоочищающихся фильтров, у калориферов полностью закрывают обводной клапан.

В теплый период года **приточные установки выключают** в следующей последовательности:

– выключают электродвигатель;
– полностью открывают утепленный клапан;
– при наличии оросительной камеры, работающей по адиабатическому процессу, выключают форсунки;
– выключают калориферы, механизмы самоочищающихся фильтров; обводной клапан полностью открывают.

Перед включением необходимо удостовериться в том, что двери камер, люки и лазы воздуховодов, а также двери пылесборников пылеочистных устройств плотно закрыты.

Вытяжные установки включают в такой последовательности:

– при наличии мокрых пылеотделителей включают их, открыв вентиль на линии водопровода, и проверяют сток воды от пылеочистных устройств в шламоотделитель;
– проверяют положение общего дросселирующего устройства установки и дросселирующих устройств, установленных за местными отсосами (эти устройства должны находиться в положении, определенном при регулировке расхода воздуха в вентиляционной установке); включают электродвигатель вентилятора.

Выключают вытяжные установки следующим образом:

– выключают электродвигатель;
– закрывают вентили на трубопроводной линии к мокрым пылеотделителям (при их наличии);
– при заполнении пылесборников сухих пылеочистных устройств опорожняют их.

4.5. БОРЬБА С ШУМОМ УСТАНОВОК ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА [6]

Уровень шума является существенным критерием качества систем кондиционирования и вентиляции, что необходимо учитывать при проектировании зданий различного назначения.

При выборе допускаемых уровней шума для вентиляционных систем необходимо учитывать уровень как собственного шума в помещении, обусловленного нормальной рабочей активностью, так и шума в помещении от городского транспорта.

Для систем вентиляции считается экономически неоправданным принимать в качестве допускаемых уровни шума более чем на 5 дБ ниже уровней фактического шумового фона в помещении.

4.5.1. Рекомендуемые уровни допускаемого шума систем вентиляции и кондиционирования воздуха

В табл. 4.55 даны рекомендуемые номера предельных спектров (ПС) и уровни звука по шкале А, характеризующие допускаемый шум от систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Поправки к этим уровням для прилегающих территорий застроек на время суток и место расположения объекта следует принимать по табл. 4.56.

Октавные уровни звукового давления, соответствующие различным номерам предельных спектров, приведены в табл. 4.57.

Справочник по гидравлике

Таблица 4.55

Рекомендуемые номера предельных спектров и уровни звука

Помещения или территории	Номера предельных спектров	Уровень звука по шкале А, дБ
1	2	3
Помещения общественных и жилых зданий		
Палаты больниц и санаториев	ПС-20	25
Жилые комнаты квартир, спальные помещения в детских дошкольных учреждениях и школах-интернатах, жилые помещения домов отдыха и пансионатов	ПС-25	30
Операционные, приемные и местные кабинеты больниц и поликлиник	ПС-30	35
Концертные залы, оперные и драматические театры	ПС-20–25	25–30
Конференц-залы, читальные залы, зрительные залы кинотеатров	ПС-25–30	30–35
Классы и аудитории в школах и учебных заведениях, музеи, кабинеты с повышенными требованиями к шуму	ПС-30–35	35–40
Обычные кабинеты, конторские помещения, большие конструкторские бюро	ПС-35–40	40–45
Залы кафе и ресторанов, фойе театров и кино	ПС-40–45	45–50
Торговые залы магазинов, спортзалы, пассажирские залы аэропортов и вокзалов	ПС-50	55
Прилегающие территории застроек		
Больниц и санаториев в 2 м и более от зданий	ПС-35	40
Жилой застройки в 2 м и более от жилых домов и границ площадок отдыха в жилых кварталах	ПС-40	45
Производственные помещения		
Для умственной работы без источников шума (кабинеты, конструкторские бюро, комнаты расчетчиков и программистов, помещения лабораторий для теоретических работ и обработки экспериментальных данных, здравпункты и т. п.)	ПС-40	45
Требующие разборчивой речевой связи по телефону (диспетчерские пункты, пульты управления, узлы телефонной и радиотелефонной связи, кабинеты наблюдения)	ПС-45	50
Конторского труда с источниками шума (пишущие машинки, ручные счетные машины, телеграфные аппараты, коммутаторы), а также точной сборки цеховой администрации, внутризаводских столовых и т. п.	ПС-50	55

Продолжение таблицы 4.55

1	2	3
Пультов, кабин наблюдения и дистанционного управления, не требующие речевой связи	ПС-55	60
Лабораторные с источниками шума, а также шумных счетно-вычислительных машин цифропечати, табуляторов, магнитных барабанов и т. п.	ПС-65	70
Рабочие места в шумных цехах и на территории производственных предприятий	ПС-75	80

Таблица 4.56

Поправки к допускаемым уровням шума для прилегающих территорий застроек

Влияющий фактор	Условия	Поправки, дБ
Время суток	Ночное время с 23.00 до 7.00	0
	Дневное время с 7.00 до 23.00	+10
Место расположения	Курортный район	–5
	Жилой	0
	Жилая застройка, расположенная в существующем населенном пункте	+5

Таблица 4.57

Уровни звукового давления (в октавных полосах), соответствующие номерам предельных спектров

Номер предельного спектра	Уровни звукового давления, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ПС-20	51	39	31	24	20	17	14	13
ПС-25	55	44	35	29	25	22	20	18
ПС-30	59	48	40	34	30	27	25	23
ПС-35	63	52	45	39	35	32	30	28
ПС-40	67	57	49	44	40	37	35	33
ПС-45	71	61	54	49	45	42	40	38
ПС-50	75	66	59	54	50	47	45	44
ПС-55	79	70	63	58	55	52	50	49
ПС-60	83	74	68	63	60	57	55	54
ПС-65	87	79	72	68	65	63	61	59
ПС-70	91	83	77	73	70	68	66	64
ПС-75	95	87	82	78	75	73	71	69

4.5.2. Источники шума вентиляционных установок и их шумовые характеристики

Основным источником шума вентиляционных установок является вентилятор, причем в воздуховодах и помещении вентиляционной камеры обычно доминирует его аэродинамический шум. Уровень шума электродвигателя, клиноременного привода и подшипников при их исправном состоянии значительно ниже и его можно не учитывать.

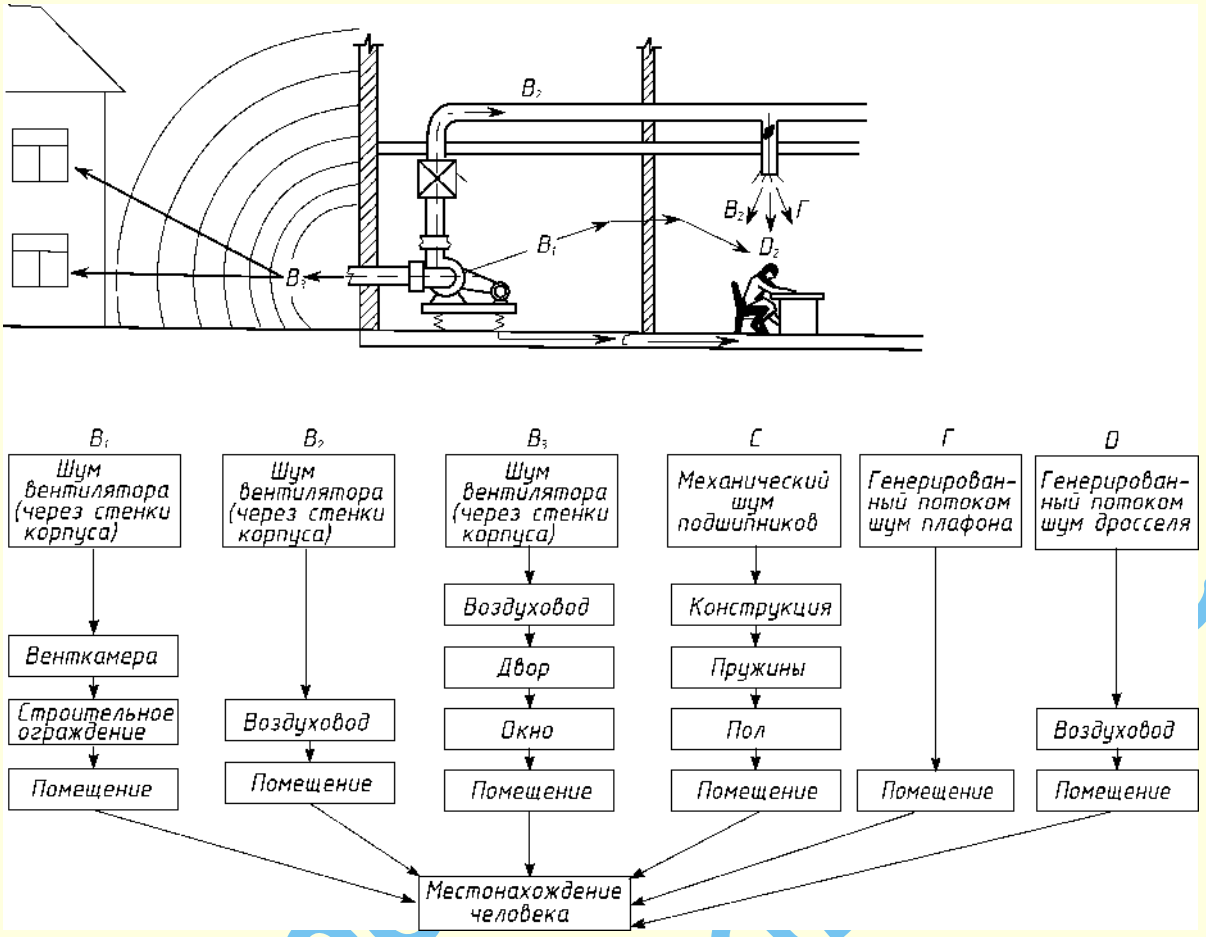


Рис. 4.103. Типичные источники шума и пути его распространения

На рис. 4.103 показаны основные источники шума систем вентиляции и кондиционирования, а также пути распространения звука и вибрации.

Шумовые характеристики источников шума (вентиляторов, отопительных агрегатов, комнатных кондиционеров, дросселирующих устройств, решеток, плафонов и т. п.), измеренные в соответствии со стандартами, должны указываться в паспорте или в каталогах вентиляционного оборудования. При их отсутствии эти характеристики можно ориентировочно рассчитать по данным, приведенным ниже.

Вентиляторы. Для расчета шумовой характеристики вентилятора необходимо знать: тип вентилятора, объемный расход, полное давление и к. п. д. Для определения октавных уровней звуковой мощности предварительно вычисляют общий уровень отдельно для сторон всасывания и нагнетания по формуле

$$L_{Робщ} = \tilde{L} + 25 \lg p_v + 10 \lg Q + \delta, \qquad (4.110)$$

где $L_{Робщ}$ – общий уровень звуковой мощности шума вентилятора относительно 10^{-12} Вт, дБ;

$\tilde{L}$ – критерий шумности, дБ, зависящий от типа и конструкции вентилятора, значение которого принимается по табл. 4.58;

p_v – полное давление, создаваемое вентилятором, кгс/м^2;

Q – объемный расход вентилятора, м^3/с;

δ – поправка на режим работы вентилятора, дБ.

Таблица 4.58

Значения критерия шумности $\tilde{L}$ для вентиляторов

Тип и серия вентилятора	Значения $\tilde{L}$, дБ, для вентилятора со стороны	
	нагнетания	всасывания
Радиальные:		
Ц4-70, Ц4-76	41	38
Ц14-46*	47	43
Ц9-55, Ц9-57	47,5	43,5
ВВД	48	40
ЦП7-40	48	43
Ц10-28	47	40
Крышные: КЦ-3-90, КЦ-4-84	52	48
Осевые:		
О6-300*	48	48
О6-320	57	57
У*	51	51
Крышные осевые	49	49

Примечания: 1. При работе вентилятора в режимах $\eta \geq 0{,}9\eta_{макс}$ значение δ равно нулю. При отклонении режима работы вентилятора от режима максимума КПД не более чем на 20% значение δ принимается равным 2 дБ, при отклонении более чем на 20%–4 дБ.

2. Для облегчения расчетов на рис. 4.104 приведен график для определения значений

$$25 \lg p_v + 10 \lg Q.$$

3. Для вентиляторов, отмеченных звездочкой, приведенные данные ориентировочны.

Полученное по формуле (4.110) значение характеризует звуковую мощность, излучаемую в одну сторону открытым входным либо выходным патрубком вентилятора (в свободную атмосферу или в помещение) при условии плавного подвода воздуха к входному патрубку. Условия плавного подвода воздуха обеспечиваются, когда прямой участок воздуховода перед вентилятором на всасывающей стороне имеет длину $l = 2 \div 3\ D_{гидр}$.

При неплавном подводе воздуха к входному патрубку или при установке дросселя во входном патрубке к значениям, указанным в табл. 4.58, следует добавлять для осевых вентиляторов 8 дБ, для центробежных – 4 дБ.

Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, излучаемого входным либо выходным патрубком, следует определять по формуле

$$L_{Pокт} = L_{Pобщ} - \Delta L_1 + \Delta L_2 \qquad (4.111)$$

где $L_{Pобщ}$ – общий уровень звуковой мощности вентилятора, излучаемый в рассматриваемую сторону (нагнетания или всасывания), дБ;

ΔL_1 – поправка, учитывающая распределение звуковой мощности вентилятора по октавным полосам, дБ, и принимаемая в зависимости от типа вентилятора и частоты вращения по табл. 4.59;

ΔL_2 – поправка, учитывающая акустическое влияние присоединения воздуховода к вентилятору, дБ, и определяемая по табл. 4.60 (если воздуховод не присоединяется, то $\Delta L_2 = 0$).

Общий уровень звуковой мощности шума, излучаемого вентилятором через стенки корпуса и присоединяемых воздуховодов в помещение вентиляционной камеры, следует определять по формуле (4.110) при условии, что значение критерия шумности $\tilde{L}$ принимается по табл. 4.58 как его среднее значение для сторон всасывания и нагнетания.

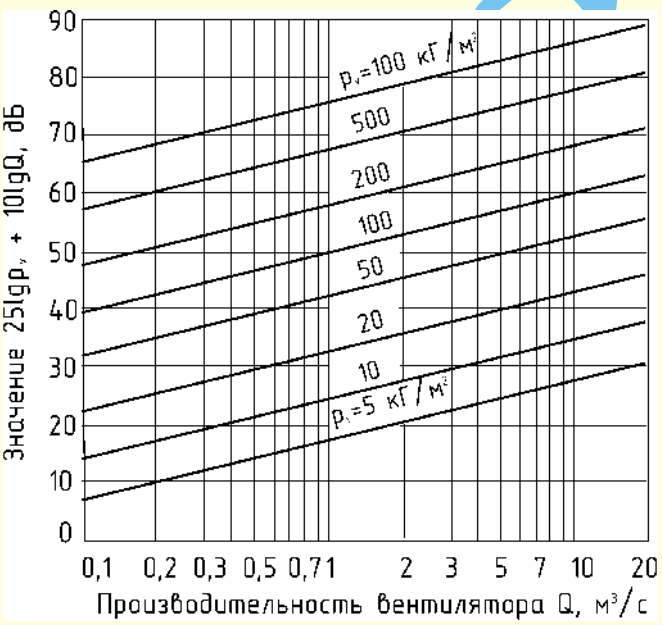


Рис 4.104. График для определения значений $25 \lg p_v + 10 \lg Q$

Таблица 4.59

Значения поправки ΔL_1, учитывающей распределение звуковой мощности вентилятора по октавным полосам

Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц	Значения ΔL_1, дБ, для вентиляторов		
	радиальных с лопатками, загнутыми		осевых
	вперед (Ц9-55, Ц9-57, Ц14-46, ЦП7-40, ВВД, Ц10-28)	назад (Ц4-70, Ц4-76, КЦ3-90, КЦ4-84В)	
(32)	(6)	(15)	(18)
63	6	11	13
125	6	7	8
250	6	5	9
500	9	6	5
1000	13	9	7
2000	17	16	10
4000	21	21	16
8000	26	26	23
(16000)	(31)	(31)	(30)
(32000)	(36)	(36)	(37)

Примечания: 1. Приведенные в табл. 4.59 значения без скобок справедливы, когда частота вращения вентилятора находится в пределах 700–1400 об/мин.

2. При частоте вращения 1410–2800 об/мин весь спектр (всю колонку цифр) следует сдвинуть на октаву в сторону высоких частот (на строчку вниз), а при частоте 350–690 об/мин – на октаву в сторону низких частот (на строчку вверх), принимая для крайних частот значения, указанные в скобках.

3. При частоте вращения более 2800 об/мин всю колонку цифр следует сдвинуть аналогичным образом на две октавы в сторону высоких частот, а при частоте менее 350 об/мин – на две октавы в сторону низких частот.

Таблица 4.60

Значения поправки ΔL_2, учитывающей влияние присоединения вентилятора или дросселирующего устройства к сети воздуховодов

Корень квадратный из площади патрубка вентилятора или воздуховода, мм	Значения ΔL_2, дБ, при среднегеометрических частотах октавной полосы, Гц					
	63	125	250	500	1000	2000
1	2	3	4	5	6	7
100	23,5	18	13	7,5	3	0,5
125	21,5	16,5	11	6,5	2	0,5
140	21	15	10,5	5,5	1,5	0
160	19,5	14,5	9,5	4,5	1	0
180	19	13,5	8,5	4	1	0
200	18	13	7,5	3	1	0
225	17	11,5	7	2,5	0,5	0
250	16	11	6	2	0,5	0
280	15,5	10,5	5,5	1,5	0	0
315	14,5	9,5	4,5	1	0	0
355	13,5	8,5	4	1	0	0
400	12,5	7,5	3	0,5	0	0
450	12	6,5	2,5	0,5	0	0

Справочник-издание

Продолжение таблицы 4.60

1	2	3	4	5	6	7
500	11	6	2	0,5	0	0
560	10,5	5,5	1,5	0	0	0
630	9,5	5	1	0	0	0
710	8,5	4	1	0	0	0
800	7,5	3	1	0	0	0
900	7	3	0,5	0	0	0
1000	6	2	0,5	0	0	0
1250	4,5	1	0	0	0	0
3400	4	1	0	0	0	0
1600	3	0,5	0	0	0	0

Примечание: На частотах 4000 и 8000 Гц поправка $\Delta L_2 = 0$.

Октавные уровни звуковой мощности шума, излучаемого вентилятором в помещение вентиляционной камеры, необходимо вычислять по формуле (4.111) и табл. 4.59, принимая поправку $\Delta L_2 = 0$.

Если в вентиляционной камере одновременно работает несколько вентиляторов, то для каждой октавной полосы требуется найти суммарный уровень звуковой мощности шума, излучаемого всеми вентиляторами в помещение вентиляционной камеры.

Добавка к более высокому уровню, необходимая для определения суммарного уровня звуковой мощности шума $L_{рсум}$, зависит от разности двух складываемых уровней:

Разность уровней, дБ …	0–1	2–4	5–9	10 и более
Добавка, дБ…	3	2	1	0

При числе слагаемых уровней более двух сложение начинают с двух больших уровней и далее последовательно складывают с суммарным оставшиеся уровни.

Октавные уровни звуковой мощности шума, излучаемого в помещение местными кондиционерами и другими вентиляционными установками с осевыми вентиляторами (без сетей воздуховодов), следует вычислять по формуле (4.111) и табл. 4.59 с повышающей поправкой 3 дБ.

Для местных кондиционеров с центробежными вентиляторами октавные уровни звуковой мощности шума, излучаемого всасывающим и нагнетающим патрубками вентилятора, необходимо вычислять по формуле (4.111) и табл. 4.59, а затем сложить полученные уровни.

Дросселирующие и воздухораспределительные устройства

Источниками аэродинамического шума, генерируемого в воздуховодах, чаще всего являются дросселирующие устройства (дроссель-клапаны, шиберы, диафрагмы), воздухораспределительные и воздухоприемные устройства (решетки, плафоны, анемостаты и т.п.).

Таблица 4.61

Характеристики воздухораспределителей

Номер группы воздухораспределителя	Воздухораспределитель	Коэффициент местного сопротивления ζ, отнесенный к скорости воздуха на входе в воздухораспределитель	Поправка *Б*
1	2	3	4
I (решетки)	Цилиндрическая труба с конфузором	4,5	0
	Цилиндрическая труба с отводом	1,5	0
	Решетки, сетки, перфорированные решетки	1,8	0
	Решетки воздухоприточные типа РР при параллельно установленных жалюзи	2,2	0
	Приточная регулирующая решетка типа РР с жалюзи, установленными под углом 90°	3,3	0
	Решетка веерная РВ конструкции НИИСТ при β_0,° равном:		
	45	1,1	0
	60	1	0
	90	1	0
	Прямоугольные щелевые отверстия, решетки с параллельными направляющими лопатками (выход в направлении движения воздуха по воздуховоду), $\#_{ж\cdot с} = 1 \ldots 0{,}8$	1,8	0
	Щелевое отверстие с параллельными направляющими лопатками (выход перпендикулярно движению воздуха по воздуховоду), $К_{ж\cdot с} = 0{,}8 \ldots 1$	1,5	0
	Воздухораспределители пристенные типа ВП конструкции ВНИИГС	1,4	0
	Воздухораспределители перфорированные прямоугольные конструкции Л И ОТ	2,4	0
I (решетки)	Воздухораспределители перфорированные круглые типа ВПК конструкции ЛИОТ		0
	Воздухораспределители пристенные типа ВПП (чертежи серии 4.904-59):		
	51	2,3	
	52	2,1	

Справочник гидравлика

Продолжение таблицы 4.61

1	2	3	4
	53	1,9	0
	8,1	2,3	
	82	2,1	
	101	1,9	
II (анемостаты)	Потолочный плафон с тремя диффузорами	1	6
	Воздухораспределители потолочные двухструнные шестидиффузорные, круглого и прямоугольного сечения, типа ВДШ (чертежи серии 4.904-29)	1,9	6
III (плафоны ВНИИГС)	Воздухораспределители двухструйные с перфорированным диском· ВДПМ (чертежи серии 4.904-53)	1,5	13
	Воздухораспределители универсальные потолочные ВДПМ- IIа с нерегулируемым по высоте перфорированным диском	1,5	13
	Воздухораспределители универсальные потолочные ВДПМ- IIв со сплошным нерегулируемым по высоте диском	2,1	13
	Воздухораспределители универсальные потолочные ВДПМ-IIIв (с глухим диском)	1,9	13
	Комбинированные приточно-вытяжные плафоны типа ВК конструкции ВНИИГС	2	13
	Круглый потолочный ВДУМ	2–1,3	13

Уровень звуковой мощности этого шума зависит от многих факторов: скорости движения воздушного потока, геометрической формы и коэффициента местного сопротивления устройств.

Расчет шума, элементов воздуховодов аналогичен расчету шума вентиляторов.

Общий уровень звуковой мощности шума, дБ, генерируемого дросселирующими, воздухораспределительными и воздухоприемными устройствами, определяют по формуле

$$L_{Робщ} = 60 \lg V + 30 \lg \zeta + 10 \lg S + Б \qquad (4.112)$$

где V – средняя скорость воздуха на входе в рассматриваемое устройство, подсчитанная по площади подводящего воздуховода (патрубка) для дросселирующих устройств и плафонов и по габаритным размерам – для решеток, м/с;

ζ – безразмерный коэффициент местного сопротивления элемента, отнесенный к скорости воздуха на входе в него (для воздухораспределителей принимать по табл. 4.61, а для дросселирующих устройств – по данным п. 4.2);

S – площадь поперечного сечения подводящего воздуховода или габаритная площадь решеток, м^2;

$Б$ – поправка, зависящая от типа обтекаемого элемента (принимается по табл. 4.61).

Октавные уровни звуковой мощности шума, излучаемого в воздуховод дросселирующими устройствами, определяют по формуле (4.111), при этом $L_{робщ}$ подсчитывают по формуле (4.112), поправку ΔL_2 находят по табл. 4.60 (за характерную площадь следует принимать площадь поперечного сечения воздуховода, в котором установлен рассматриваемый элемент или устройство). Значение частотного параметра f вычисляют по уравнению

$$\bar{f} = \frac{fD}{V}. \qquad (4.113)$$

где f – среднегеометрическая частота данной октавной полосы, Гц;

D – средний поперечный размер воздуховода (эквивалентный диаметр), м;

V – средняя скорость на входе в рассматриваемый элемент, м/с.

Таблица 4.62

Поправка ΔL_1, учитывающая распределение звуковой мощности шума плафонов и решеток по октавным полосам

№ группы воздухораспределителей	Тип воздухораспределителя	Значение ΔL_1, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
I	Решетки	13	8	8	8	8	8	13	18
II	Анемостаты	6	7	8	10	11	12	22	28
III	Плафоны ВНИИГС	7	7	5	8	15	21	26	30

Поправка ΔL_1 для определения октавных уровней звуковой мощности шума дросселирующих устройств зависит от частотного параметра $\bar{f}$:

$\bar{f}$ ….	0,4	0,6	0,8	1	10	20	60
ΔL_1,дБ	10	8	6	5	5	6	8

$\bar{f}$ ….	80	100	200	400	600	800
ΔL_1,дБ	9	10	13	18	21	24

Промежуточные значения поправки следует принимать по интерполяции.

Октавные уровни звуковой мощности шума, создаваемого в плафонах и решетках, рассчитывают по формуле (4.111), определяя L_p по формуле (4.112) и принимая поправку ΔL_1 по табл. 4.62, а поправку $\Delta L_2 = 0$.

При расчете требуемого снижения уровней звукового давления (см. п. 4.5.3.) шум, создаваемый в воздухораспределительных или воздухоприемных устройствах или в решетке, можно не учитывать, если их звуковая мощность не превышает допускаемой $L_{рдоп}$ [см. формулу (4.122)].

Примечание. Допускаемую звуковую мощность можно определять только для одной частоты, которая для плафонов ВНИИГС равна 250 Гц, для анемостатов и решеток – 2000 Гц.

Для снижения уровня звуковой мощности шума, генерируемого поворотами и тройниками воздуховодов, участ-

ками резкого изменения площади поперечного сечения и т. п., следует ограничивать скорости движения воздуха в магистральных воздуховодах общественных и вспомогательных зданий промышленных предприятий до 5–6 м/с, а в ответвлениях – до 2–4 м/с. Для производственных зданий эти скорости можно соответственно увеличивать в 2 раза, если по технологическим и другим требованиям это допустимо.

4.5.3. Особенности акустического расчета систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Для систем вентиляции и кондиционирования воздуха с разветвленной сетью воздуховодов акустический расчет следует делать только для ветви к ближайшему помещению, если допускаемые уровни шума одинаковы для всех помещений. Если они различны, то дополнительно рассчитывают ветвь воздуховодов к помещению с наименьшим допустимым уровнем шума. Акустический расчет для воздуховодов забора и выброса воздуха делают отдельно.

Кроме того, необходимо рассчитывать шум от местных отопительно-вентиляционных агрегатов и кондиционеров, воздушных или воздушно-тепловых завес, местных отсосов и установок воздушного душирования.

Если между глушителем и обслуживаемым помещением есть дросселирующие устройства, то их надо учитывать в расчете как самостоятельные источники шума. Это относится и к воздухораспределительным и воздухоприемным устройствам (решетки, плафоны и т.п.), если их звуковая мощность превышает допускаемую [см. формулу (4.122)].

В общем случае акустический расчет следует делать для каждой из восьми октавных полос. Однако для центральных систем вентиляции и кондиционирования воздуха с разветвленной сетью воздуховодов можно делать расчет только для частот 125 и 250 Гц.

При поступлении в помещение шума от нескольких источников (например, от вентиляторов через приточные и вытяжные решетки, от автономных кондиционеров и др.) выбирают несколько расчетных точек на рабочих местах, ближайших к рассматриваемым источникам шума. Для этих точек по формулам (4.117) или (4.118) определяют уровни звукового давления от каждого источника шума в отдельности.

Требуемое снижение уровней звукового давления $\Delta L_{тр}$ определяют также для каждого источника шума в отдельности по формуле (4.114) или (1.115).

Если в помещение проникает шум только от одного источника, то требуемое снижение уровней звукового давления в расчетной точке $\Delta L_{тр}$ необходимо вычислять для всех частот по формуле

$$\Delta L_{тр} = L - L_{доп} + 5 \qquad (4.114)$$

где L – октавный уровень звукового давления в расчетной точке, дБ (вычисляется по формулам п. 4.5.4);
$L_{доп}$ – допускаемый по нормам уровень звукового давления, дБ (см. табл. 4.55–4.57).

Примечание. Если нормативные требования к уровням звукового давления различны в течение суток, то акустический расчет следует делать на наиболее низкие допустимые уровни звукового давления.

Если в расчетную точку одновременно приходит шум от нескольких источников, то требуемое снижение уровня звукового давления надлежит рассчитывать для каждого источника в отдельности по формуле

$$\Delta L_{i тр} = L_i - L_{доп} + 10 \lg m + 5 \qquad (4.115)$$

где L_i – октавный уровень звукового давления, создаваемый рассматриваемым источником шума в расчетной точке, дБ;
m – общее число принимаемых в расчет источников шума (например, общее число решеток приточной и вытяжной механической вентиляции, дросселирующих устройств и т. д.).

Примечания: 1. В общем числе источников шума m не учитывают источники шума, создающие в расчетной точке октавные уровни звукового давления на 10 и 15 дБ ниже нормативных при числе их не более соответственно 3 и 10.

2. В общем числе принимаемых в расчет источников шума не учитывают дросселирующие устройства, установленные у вентилятора.

3. Несколько равномерно распределенных по помещению приточных (или вытяжных) решеток от одного вентилятора можно рассматривать как один источник равномерного излучения шума при проникании через них шума от одного вентилятора.

Если «шумное» и «тихое» помещения, расположенные смежно, соединены общим воздуховодом, то требуемое снижение шума, дБ, можно определить по формуле

$$\Delta L_{тр} = L_{пом} + 10 \lg S_р - \Delta L_Р - 10 \lg B_и - L_{доп}, \qquad (4.116)$$

где $L_{пом}$ – средний октавный уровень звукового давления в шумном помещении, дБ;
$S_р$ – площадь решетки (или решеток), через которую шум проникает в воздуховод из шумного помещения, м^2;
ΔL – снижение уровня звуковой мощности на участке вентиляционной сети между рассматриваемыми помещениями, дБ (определяется по данным п. 4.5.5);
$B_и$ – постоянная изолируемого от шума помещения в данной октавной полосе, м^2 (см. п. 4.5.4);
$L_{доп}$ – допускаемый октавный уровень звукового давления, дБ (см. табл. 4.55–4.57).

Этот путь распространения шума или помех от разговоров необходимо учитывать при проектировании жилых домов, гостиниц, больниц, административных зданий и т. п.

Все промежуточные акустические расчеты выполняют с точностью до 0,5 дБ. Конечный результат округляют до целого числа децибел.

4.5.4. Расчет уровней звукового давления в расчетных точках

Источники шума характеризуются октавными уровнями звуковой мощности, а нормы устанавливают допускаемые октавные уровни звукового давления для помещений в зависимости от их назначения. В общем случае уровни звукового давления зависят, помимо шумовой характеристики источника шума, от выбора расчетной точки, ее расположения относительно источника шума и ограждающих строительных конструкций, акустических качеств помещения и некоторых других менее значительных факторов.

При определении октавных уровней звукового давления расчет следует делать для расчетных точек, расположенных на постоянных рабочих местах или местах отдыха, наиболее близких к источнику шума.

Справочник по Гидравлике

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся случаи.

Пример 1. Источник шума (генерирующая шум решетка, плафон, автономный кондиционер и т. п.) находится в рассматриваемом помещении (см. рис. 4.103).

Октавные уровни звукового давления, дБ, создаваемые в расчетной точке рассматриваемым источником шума, следует определять по формуле

$$L = L_{\text{рокт}} + 10 \lg\left(\frac{\Phi}{4\pi r^2} + \frac{4}{B_{ш}}\right), \qquad (4.117)$$

где Φ – фактор направленности излучения источника шума (при отсутствии паспортных данных определяется по кривым на рис. 4.105), безразмерный;

r – расстояние от геометрического центра источника шума до расчетной точки (РТ) или рабочей зоны, м.

Примечание. Для небольших помещений, в которых можно пренебречь неравномерностью звукового поля в их объеме, средние по помещению уровни вычисляют по формуле

$$L = L_{\text{рокт}} + 10 \lg B_{\text{ш}} + \Delta + 6 \qquad (4.118)$$

где $L_{\text{рокт}}$ – октавный уровень звуковой мощности источника шума (определяется по данным п. 4.5.2), дБ;

$B_{\text{ш}}$ – постоянная помещения с источником шума в рассматриваемой октавной полосе, м^2;

Δ – поправка на расположение источника шума; при расположении источника шума в рабочей, зоне для всех частот $\Delta = 3$ дБ, выше рабочей зоны $\Delta = 0$.

Если в помещении находится несколько источников одинаковой звуковой мощности, то уровни звукового давления в выбранной расчетной точке определяют по формуле

$$L = L_{\text{рокт}} + 10 \lg\left(\frac{\Phi}{4\pi r^2\left(\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_2^2} + \ldots\right)} + \frac{4}{B_{ш}}\right), \qquad (4.119)$$

где r_1, r_2 и т. д. – расстояния от отдельных источников шума до расчетной точки, м;

n – число источников шума.

Графическое решение уравнения (4.117) приводится на рис. 4.106. Следует отметить, что величина $L_p - L$ становится функцией $B_{\text{ш}}$ только тогда, когда либо расстояние от источника, либо число источников n является достаточно большим.

Постоянная помещения B в общем случае рассчитывается так:

$$B = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}\beta, \qquad (4.120)$$

где S – общая площадь потолка, стен и пола, м^2;

α – средний коэффициент звукопоглощения всех поверхностей, безразмерный;

$$S\bar{\alpha} = S_1\alpha_1 + S_2\alpha_2 + \cdots + A_1 + A_2 \qquad (4.121)$$

где S_1, S_2 и т. д. – площадь отдельных поверхностей помещения, м^2;

α_1, α_2 и т. д. – коэффициенты звукопоглощения отдельных поверхностей в рассматриваемой октавной полосе, безразмерные;

A_1, A_2 – эквивалентные площади звукопоглощения отдельных штучных поглотителей (мебель, люди, объемные поглотители и т. п.), м^2.

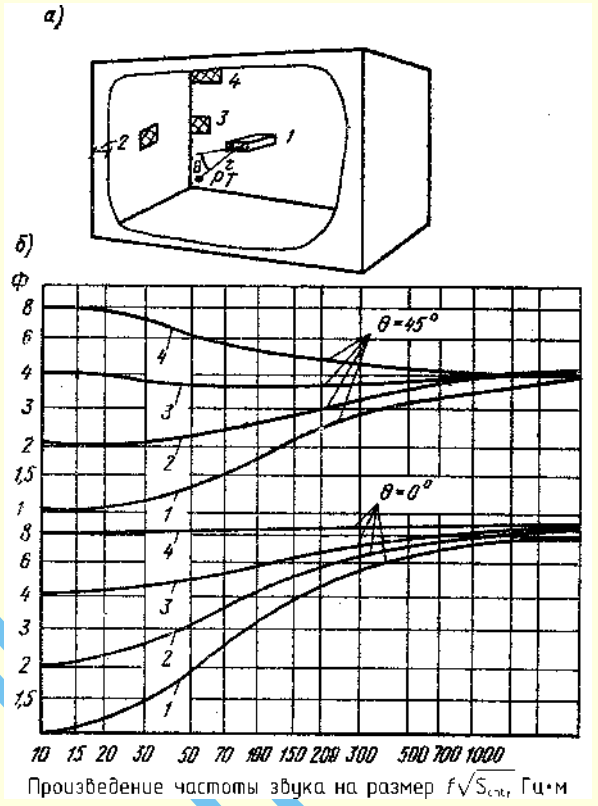


Рис. 4.105. Схема возможного размещения вентиляционных отверстий (решеток) (*а*) и график для определения фактора направленности излучения Φ источника шума (*б*):
1, *2*, *3* и *4* – выходное отверстие источника шума находится соответственно в середине помещения, в середине стены, в середине стыка стен помещения, в верхнем углу помещения

Для типичных помещений различного назначения со средними пропорциями значение разности $L_{\text{р}} - L$ с точностью до ±1 или 2 дБ можно оценить, пользуясь рис. 4.107 и табл. 4.63.

Имея значения этой разности и допускаемых уровней звукового давления $L_{\text{доп}}$, для помещения данного назначения можно определить допускаемые уровни звуковой мощности источника шума $L_{p\text{доп}}$ для любой октавной полосы с учетом поправки на число источников шума n:

$$L_{p\text{доп}} = L_{\text{доп}} + (L_p - L) - 10 \lg n. \qquad (4.122)$$

Для определения допускаемого уровня звуковой мощности на одно приточное устройство из общего уровня следует вычесть поправку, которая зависит от числа приточных устройств примерно одинаковой звуковой мощности:

Число устройств n…	2	3	4	8	10	20	40	100
Поправка, дБ…	3	5	6	9	10	13	16	20

В верхней части рис. 4.107 приведен график, по которому (зная число решеток в помещении и площадь пола) можно определить минимальное расстояние до ближайшей решетки, не учитывая при этом фактор направленности, т. е. прямой звук от источника шума. Если фактическое расстояние до решетки меньше минимального, то расчет следует вести по формуле (4.119).

Справочник гидравлика

Таблица 4.63

Характеристики звукопоглощения поверхностей помещений различного назначения

Помещения	Характеристика поверхностей помещения	Значения α
Телевизионные студии и радиостудии, театры, лекционные залы	Мягкие	0,4
Концертные залы, магазины, рестораны, конторы, конференц-залы, номера гостиниц, школы, больницы, жилые дома, библиотеки, помещения для счетных машин и пр.	Средние	0,2
Спортивные залы, производственные помещения фабрик и заводов	Твердые	0,1

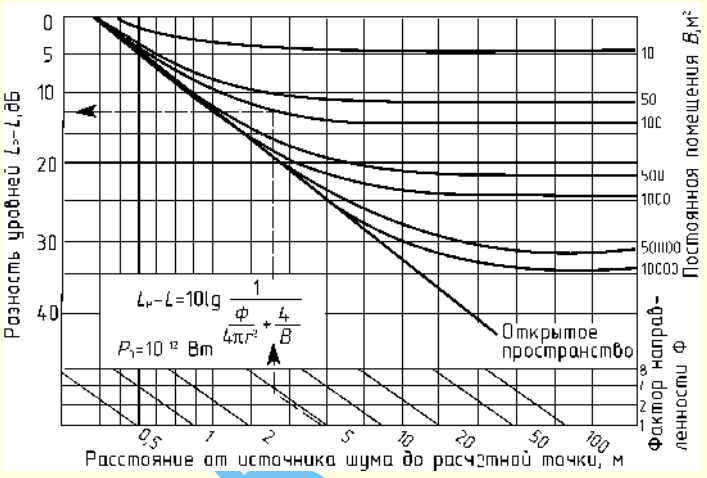


Рис. 4.106. Графическое решение уравнения для определения разности уровней звуковой мощности L_A и звукового давления L (на расстоянии 5 м при $\Phi = 4$ и $B = 100$ м^2, $L_p - L = 13$ дБ)

Пример 2. Расчетная точка находится в вентилируемом помещении, которое надо изолировать от шума. Шум от вентилятора или генерирующего шум дросселя, тройника и т. п. распространяется по воздуховодам и излучается в помещение через воздухораспределительное или воздухоприемное устройство (например, решетку).

Октавные уровни звукового давления при этом определяют по формуле

$$L = L_{\text{рокт}} - \Delta L_{\text{рв}} + 10\lg\left(\frac{\Phi}{4\pi r^2}+\frac{4}{B_{\text{ш}}}\right), \qquad (4.123)$$

где $L_{\text{рокт}}$ – октавный уровень звуковой мощности, излучаемой в воздуховод источником шума (вентилятор, дроссель и т п.), дБ; $\Delta L_{\text{рв}}$ – суммарное снижение уровня (потери) звуковой мощности в рассматриваемой октавной полосе по пути распространения звука от источника до выбранного помещения, дБ.

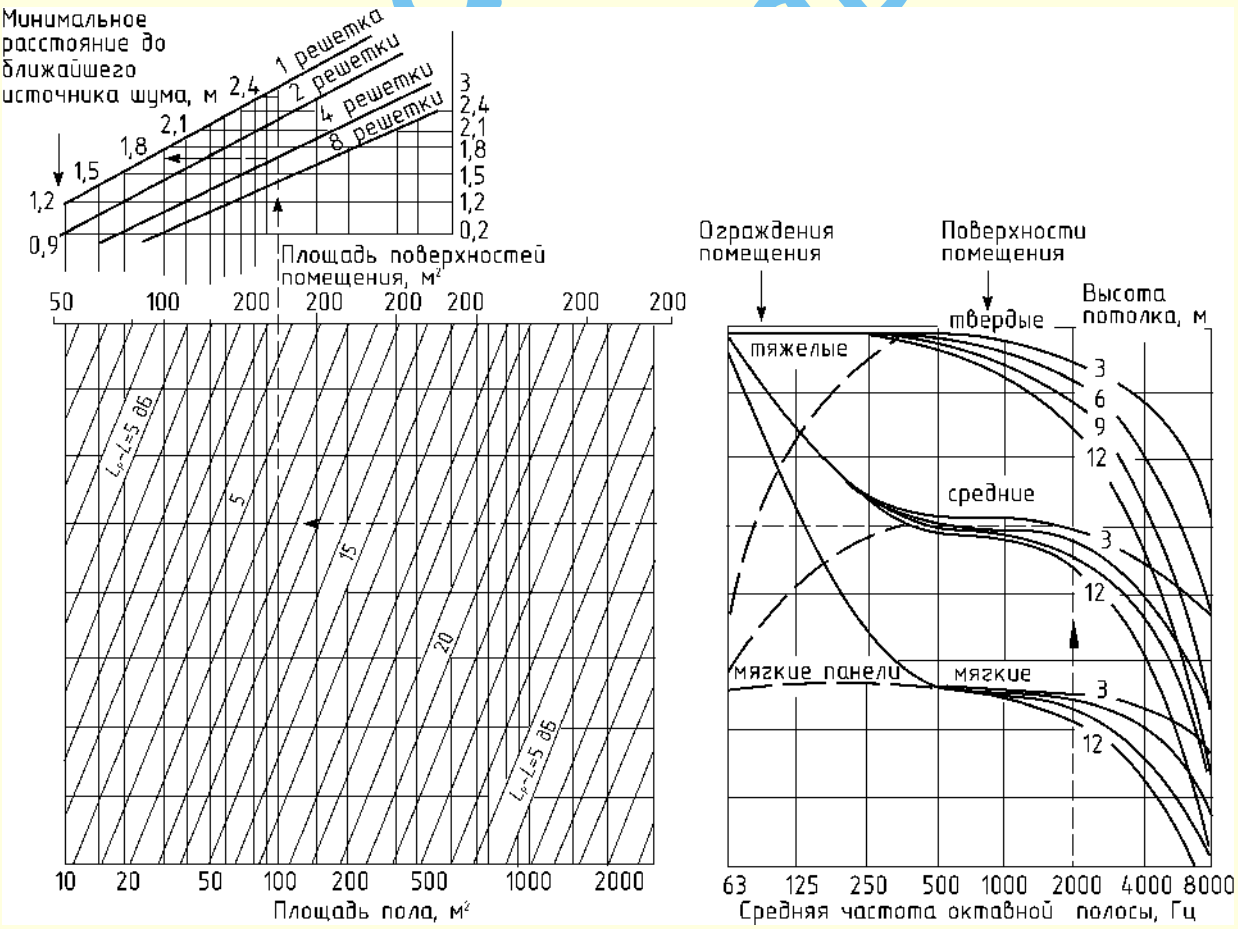


Рис. 4.107. Номограмма для приблизительного расчета L_p–L для типичных помещений

Случай 3. Расчетные точки находятся на прилегающей к зданию территории. Шум вентилятора распространяется по воздуховоду и излучается в атмосферу либо через решетку или шахту (см. рис. 4.103), либо непосредственно через стенки корпуса вентилятора или открытый патрубок при установке вентилятора снаружи здания.

Октавные уровни звукового давления в расчетных точках определяют по формуле

$$L = L_{\text{рокт}} - \Delta L_{\text{рв}} + 20 \lg r_{\text{а}} + \Delta L_{\text{н}} - 8 \qquad (4.124);$$

где $r_{\text{а}}$ – расстояние от источника шума (решетка, вентилятор) до расчетной точки, м;

$\Delta L_{\text{н}}$ – поправка на направленность излучения шума, дБ (рис. 4.108).

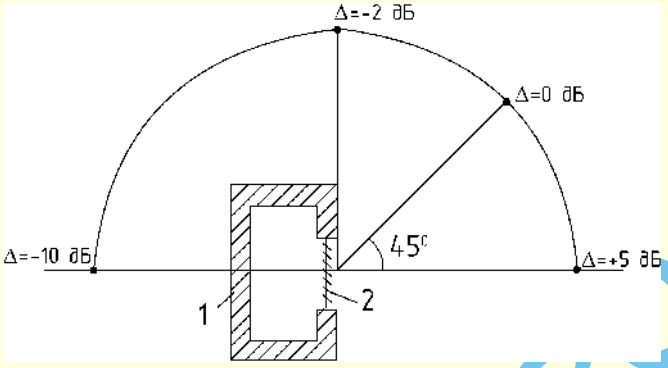


Рис. 4.108. Схема для определения поправки $\Delta L_{\text{н}}$ на направленность излучения шума от источника (решетки и т. п.): *1* – вентиляционная шахта; *2* – жалюзийная решетка

Если расчетная точка находится в помещении здания, то необходимо дополнительно учитывать снижение шума, обеспечиваемое наружным ограждением в зависимости от его конструкции (табл. 4.64).

Таблица 4.64

Снижение шума, обеспечиваемое типовыми наружными ограждениями зданий

Конструкция	Снижение шума, дБ, при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Типовая стена:								
с открытыми окнами	10	10	12	14	16	18	18	18
с закрытыми окнами, открытыми небольшими вентиляционными отверстиями	15	15	17	19	21	23	23	23
с закрытыми окнами, без щелей и открытых отверстий	20	20	23	26	29	32	32	32
Стена без окон и щелей массой, кг на 1м^2 поверхности:								
около 100	26	27	31	35	39	43	45	47
около 250	32	33	37	41	45	49	51	53

При измерении шума как на прилегающей территории, так и в здании необходимо учитывать шумовой фон. Для определения уровня шума только от системы вентиляции из суммарного уровня следует вычесть поправку, зависящую от разности уровней при работающей и выключенной системе вентиляции:

Разность уровней, дБ	0	1	2	3	4	5–9	10 и более
Поправка, дБ	>10	7	4	3	2	1	0

4.5.5. Снижение уровней звуковой мощности источников шума в элементах вентиляционной сети

Снижение уровней (потери) звуковой мощности, дБ, по пути распространения определяют последовательно для каждого элемента сети и затем суммируют:

$$\Delta L_{\text{рсети}} = \sum_{i=1}^{n} \Delta L_{pi} \qquad (4.125)$$

где ΔL_{pi} – снижение уровней (потери) звуковой мощности в отдельных элементах сети, дБ;

n – число элементов сети, в которых учитывают потери.

Таблица 4.65

Снижение уровней звуковой мощности в металлических воздуховодах прямоугольного и круглого сечений

Размер поперечного сечения, мм	Значения снижения уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прямоугольного:								
75–200	0,6	0,6	0,45	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
210–400	0,6	0,6	0,45	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
410–800	0,6	0,6	0,3	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
810–1600	0,45	0,3	0,15	0,1	0,06	0,06	0,06	0,06
Круглого:								
75–200	0,1	0,1	0,15	0,15	0,3	0,3	0,3	0,3
210–400	0,06	0,1	0,1	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2
410–800	0,03	0,06	0,06	0,1	0,15	0,15	0,15	0,15
810–1600	0,03	0,03	0,03	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06

В прямых участках металлических воздуховодов прямоугольного и круглого сечений снижение уровней звуковой мощности следует принимать по табл. 4.65.

На прямых участках кирпичных и бетонных каналов потери не учитывают, так как вибрация этих каналов вследствие высокой жесткости стенок невелика.

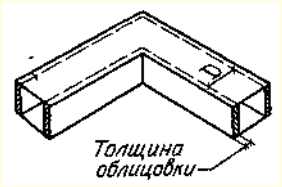
Снижение уровней звуковой мощности в прямоугольных необлицованных и облицованных поворотах воздуховодов можно определять по табл. 4.66. При угле поворота, меньшем или равном 45°, снижение уровней звуковой мощности не учитывается. Для эффективного затухания необходимо облицовывать именно боковые стороны.

Для плавных поворотов и прямых колен воздуховодов с направляющими лопатками снижение уровней звуковой мощности можно принимать по табл. 4.67.

Справочник по проектированию

Таблица 4.66

Снижение уровней звуковой мощности в облицованных и необлицованных прямоугольных поворотах



Место облицовки и ширина поворота D, мм	Значения снижения уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Без облицовки:								
125	0	0	0	1	5	7	5	3
250	0	0	1	5	7	5	3	3
500	0	1	5	7	5	3	3	3
1000	1	5	7	5	3	3	3	3
2000	5	7	5	3	3	3	3	3
До поворота:								
125	0	0	0	1	5	8	6	8
250	0	0	1	5	8	6	8	11
500	0	1	5	8	6	8	11	11
1000	1	5	8	6	8	11	11	11
После поворота:								
125	0	0	0	1	6	11	10	10
250	0	0	1	6	11	10	10	10
500	0	1	6	11	10	10	10	10
1000	1	6	11	10	10	10	10	10
До и после поворота:								
125	0	0	0	1	6	12	14	16
250	0	0	1	6	12	14	16	18
500	0	1	6	12	14	16	18	18
1000	1	6	12	14	16	18	18	18

Примечание. Данные справедливы, когда длина облицованного участка составляет не менее $2D$, а толщина облицовки равна 10% ширины D (см. эскиз). Для облицовок меньшей толщины длину облицованного участка следует пропорционально увеличивать.

Таблица 4.67

Снижение уровней звуковой мощности в плавных поворотах воздуховодов или в прямоугольных поворотах с направляющими лопатками

Ширина или диаметр поворота, мм	Значения снижения уровней звуковой мощнсти, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125–250	0	0	0	0	1	2	3	3
260–500	0	0	0	1	2	3	3	3
510–1000	0	0	1	2	3	3	3	3
1100–2000	0	1	2	3	3	3	3	3

Снижение уровней звуковой мощности, дБ, при резком изменении поперечного сечения воздуховода (как расширение, так и сужение) для всех частот можно определять по табл. 4.68 или по формуле

$$\Delta L_p = 10 \lg \frac{(m+1)^2}{4m} \qquad (4.126)$$

где $m = \frac{S_1}{S_2}$ (S_1 и S_2 – площади поперечного сечения воздуховода до и после изменения сечения, м^2).

Таблица 4.68

Снижение уровня звуковой мощности при внезапном изменении поперечного сечения воздуховода

Значения отношения площадей поперечных сечений при		Значения снижения уровня звуковой мощности, дб	Значения отношения площадей поперечных сечений при		Значения снижения уровня звуковой мощности, дб
сужении	расширении		сужении	расширении	
1	1	0	0,33	3	1,5
0,5	2	0,5	0,25	4	2
0,4	2,5	1	0,2	5	2,5

При плавном переходе воздуховода от одного сечения к другому снижение уровней звуковой мощности не учитывается.

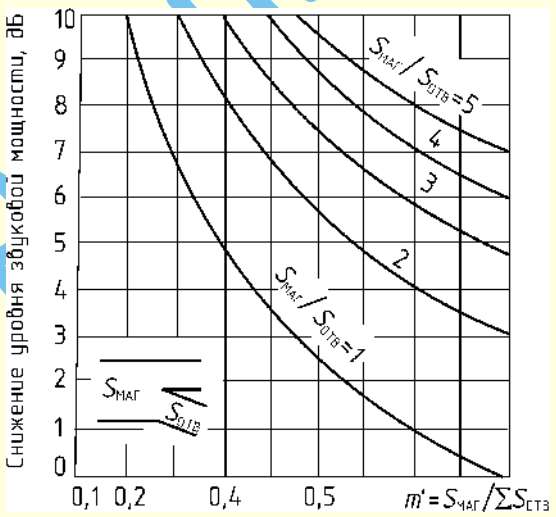


Рис. 4.109. График для определения снижения уровней (потери) звуковой мощности шума при разветвлении воздуховода (в сечении $S_{отв}$)

Снижение уровней звуковой мощности, дБ, в разветвлении воздуховода для всех частот следует определять по графику (рис. 4.109) или по формуле

$$\Delta L_p = 10 \lg \left[\frac{\sum S_{отв i}}{\frac{S_{отв i}(m'+1)^2}{4S'_{маг}}} \right] \qquad (4.127)$$

где $m' = \frac{S_{маг}}{\sum S_{отв\,i}}$ ($S_{маг}$ – площадь поперечного сечения магистрального воздуховода перед разветвлением, м^2);

$S_{отв}$ – площадь поперечного сечения рассматриваемого ответвления воздуховода, м^2;

$\sum S_{\text{отв}\,i}$ – суммарная площадь поперечных сечений всех ответвлений воздуховодов данного разветвления, м^2.

Примечания: 1. Для тройников на ответвлении с поворотом на 90° к значению ΔL_p, подсчитанному по формуле (4.127), следует прибавлять значение снижения уровней звуковой мощности в повороте воздуховода, определяемое по табл. 4.68 или по 4.69.

2. Для тройников на проходе следует учитывать только снижение уровня звуковой мощности по формуле (4.127).

Таблица 4.69

Снижение уровней звуковой мощности в результате отражения от открытого конца воздуховода (решетки)

Диаметр воздуховода или УТ, мм	Площадь воздуховода *F*, м^2	Значения снижения уровней звуковой мощности, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц				
		63	125	250	500	1000
125	0,015	17	12	8	4	1
250	0,062	12	8	4	1	0
500	0,25	8	4	1	0	0
1000	1	4	1	0	0	0
2000	4	1	0	0	0	0

Примечания: 1. Данные таблицы справедливы для случая, когда воздуховод заканчивается заподлицо со стеной или потолком и расположен на расстоянии нескольких диаметров от других ограждений помещения. Если воздуховод (решетка) расположен ближе к ограждениям помещения, то потери в результате отражения следует определять по следующему большему размеру воздуховода.

2. На частотах 2000–8000 Гц снижение уровней звуковой мощности не учитывается.

Снижение уровней звуковой мощности в результате отражения от открытого конца воздуховода или решетки в зависимости от частоты звука, габаритной площади решетки или поперечного сечения выпускного отверстия можно определить по табл. 4.69.

4.5.6. Звукоизоляция вентиляционных камер

Для снижения шума самого источника необходимо: 1) при выборе оборудования учитывать наряду с другими рабочими параметрами уровень звуковой мощности вентилятора; 2) стремиться к тому, чтобы при заданном объемном расходе и сопротивлении сети вентилятор работал в режиме максимального КПД; 3) снижать сопротивление сети и не устанавливать вентилятор с запасом по давлению; 4) делать плавный подвод воздуха к входному патрубку вентилятора; 5) особое внимание обращать на статическую и динамическую балансировку рабочего колеса вентилятора; 6) отдавать предпочтение центробежным компрессорам и насосам как менее шумным по сравнению с поршневыми (компрессоры с четырьмя и более цилиндрами предпочтительнее, чем с одним или с двумя).

Вентиляционные камеры по возможности следует удалять от тихих помещений, располагая их в отдельно стоящих пристройках или в подвалах зданий.

В общем случае для обеспечения хорошей звукоизоляции рекомендуется следующее: 1) устанавливать глушители аэродинамического шума в воздуховодах всасывания и нагнетания вентиляторов; 2) виброизолировать вентиляционные агрегаты и насосы с помощью пружинных или резиновых амортизаторов; 3) применять звукопоглощающие облицовки для снижения уровня шума в самих вентиляционных камерах или вентилируемых помещениях; 4) для строительных ограждений использовать конструкции повышенной звукоизоляции; 5) применять «плавающие» конструкции пола в вентиляционных камерах; 6) делать сплошные подвесные потолки в расположенных под вентиляционными камерами тихих помещениях.

Виброизоляция. Вентиляторы и насосы необходимо устанавливать на виброизоляторы. Выбор типа виброизоляторов зависит от места установки оборудования и частоты вращения рабочего колеса вентилятора и электродвигателя.

Эффективность акустической виброизоляции определяется осадкой виброизоляторов под нагрузкой. Чем менее жесткое перекрытие, тем больше должна быть осадка виброизоляторов.

Рекомендуется при частоте вращения до 1800 об/мин использовать стальные пружины со звукоизолирующими прокладками (например, из ребристой или из перфорированной листовой резины), а при частоте более 1800 об/мин допускается применение резиновых амортизаторов.

Оборудование, создающее динамические нагрузки (вентиляторы, насосы, компрессоры и т.п.), перед установкой на виброизоляторы следует жестко монтировать на тяжелой бетонной плите. Масса плиты должна быть примерно в 2–3 раза больше общей массы агрегата с электродвигателем.

Для хорошей виброизоляции необходимо устранить все жесткие связи между виброизолируемым агрегатом и строительными конструкциями. Питание к электродвигателям следует подводить гибкими кабелепроводами. Гибкими вставками необходимо присоединять не только воздуховоды к вентиляторам, но и трубопроводы к насосам.

Гибкие вставки для воздуховодов следует монтировать так, чтобы они сильно не провисали и не натягивались, используя материал типа прорезиненного брезента,

В качестве гибких вставок для трубопроводов можно применять рукава резинотканевые напорные или рукава резинотканевые с металлическими спиралями (ГОСТ 8496–88). Можно также использовать гибкие металлические вставки достаточной длины.

Рекомендуемая минимальная длина металлических вставок зависит от диаметра трубопровода:

Диаметр трубопровода, мм	10	15	20	25	32	38	50	75	100
Длина вставки, мм	200	220	240	250	280	330	380	500	600

Звукопоглощающие облицовки целесообразно предусматривать в вентиляционных камерах на всей площади потолка и на верхней половине двух смежных стен. Для вентилируемых помещений достаточно облицевать только потолок.

Снижение уровня звукового давления, дБ, в помещении в результате применения звукопоглощающей облицовки определяют по формуле

Справочник по гидравлике

$$\Delta L = 10 \lg \frac{B_2}{B_1}, \qquad (4.128)$$

где B_1 и B_2 – постоянные помещения соответственно до и после устройства звукопоглощающей облицовки, м^2.

Эффект снижения шума в результате применения звукопоглощающей облицовки обычно составляет 5–8 дБ (эквивалентно снижению звуковой мощности источника шума в 3–6 раз).

Различные звукопоглощающие конструкции и их коэффициенты звукопоглощения приведены в справочнике проектировщика «Защита от шума» (М.: Стройиздат, 1974).

Звукоизолирующие строительные конструкции. Для обеспечения повышенной звукоизоляции между помещениями для вентиляторов и смежными тихими помещениями стены, пол и перекрытия вентиляционных камер должны быть достаточно массивными.

Требуемую звукоизолирующую способность, дБ, ограждений определяют по уравнению:

$$R_{тр} = L_ш — L_{доп} + \frac{10 \lg S}{B_и} \qquad (4.129)$$

где $L_ш$ – уровень звукового давления в шумном помещении – вентиляционной камере, дБ;

$L_{доп}$ – допускаемый уровень звукового давления в смежном помещении, дБ (определяется по табл. 4.55);

S – площадь смежного ограждения, м^2;

$B_и$ – постоянная помещения, изолируемого от шума, м^2.

Значения $L_ш$ и $B_н$ определяют акустическим расчетом. Звукоизолирующая способность некоторых конструкций рассмотрена в справочнике проектировщика «Защита от шума» (М.: Стройиздат, 1974).

При расположении вентиляционных камер на промежуточных или верхних технических этажах эффективно создание «плавающего» пола на всей площади помещения для вентиляционного оборудования. Пример такой конструкции дан на рис. 4.110.

Допускается сжатие рекомендуемых для плавающего пола в качестве звукоизолирующего слоя стекловолокнистых плит на 10–20% при приложении нагрузки и дополнительное сжатие на 10–15% в течение срока службы вентиляционной установки.

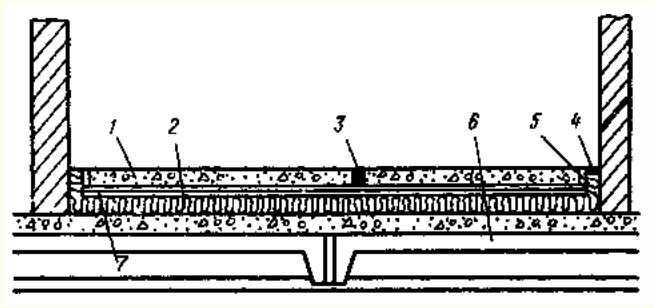


Рис. 4.110. Конструкция «плавающего» пола помещений для вентиляторов:
1 – «плавающий» пол – армированная бетонная плита, минимальная толщина 100–150 мм; *2* – стекловолокнистые плиты, толщина слоя 50–100 мм; *3* – сепаратор из нетвердеющей мастики между отдельными плитами пола; 4 – уплотнение из мастики поверх звукоизолирующей полосы, глубина 15 мм; *5* – звукоизолирующая полоса, ширина 50 мм; 6 – несущее перекрытие; 7 – водонепроницаемый слой

4.5.7. Проектирование глушителей

В вентиляционных системах целесообразно применять только активные глушители, т. е. глушители со звукопоглощающим материалом, поскольку вентиляторы имеют широкополосный спектр шума.

В вентиляционных системах рекомендуется применять трубчатые, пластинчатые и камерные глушители, а также облицованные изнутри звукопоглощающими материалами воздуховоды и повороты.

В общем случае трубчатые глушители следует применять при размерах воздуховодов до 500 × 500 мм. При больших размерах целесообразнее пластинчатые или камерные глушители.

Примеры конструкций трубчатых и пластинчатых глушителей, приведены в приложении 4.6.

Необходимое свободное сечение глушителя определяют из соотношения

$$S_{св} = \frac{Q}{V_{доп}}, \qquad (4.130)$$

где Q – объемный расход воздуха, через глушитель, м^3/с;

$V_{доп}$ – допускаемая скорость воздуха в глушителе, м/с, зависящая от располагаемых потерь давления и уровня шумообразования в глушителе.

Для общественных и административных зданий допускаемую скорость воздуха ориентировочно можно принимать в зависимости от номера предельного спектра шума:

Номер предельного спектра	ПС-25	ПС-35	ПС-45	ПС-50
Допускаемая скорость воздуха, м/с	4	6	8	10

В производственных зданиях промышленных предприятий скорость воздуха в глушителях не должна превышать 10–12 м/с.

Если по технологическим требованиям скорость воздуха превышает 12 м/с (например, аспирационные системы и т. п.), то помимо центрального глушителя на ответвлениях после воздухоприемного устройства следует устанавливать дополнительные глушители. При отсутствии данных о звуковой мощности шума, возникающего в элементах этих установок, на конечных участках необходимо устанавливать трубчатые глушители длиной 1 м.

Пластинчатые глушители собирают из звукопоглощающих пластин, устанавливаемых параллельно на некотором расстоянии друг от друга в общем кожухе, выполненном из металла или строительных материалов. Глушители можно собирать с крайними пластинами либо без них (рис. 4.111). Выбор толщины пластин и расстояния между ними зависит от частотной характеристики требуемого снижения уровней звукового давления [определяется по формуле (4.115)].

Для центральных систем вентиляции и кондиционирования воздуха с разветвленной сетью воздуховодов с определяющей частотой 250 Гц оптимальная толщина пластин равна 200 мм (толщина крайних пластин 100 мм).

При определяющем значении частот 500 и 125 Гц оптимальная толщина пластин равна соответственно 100 и 400 мм.

Справочник по гидравлике

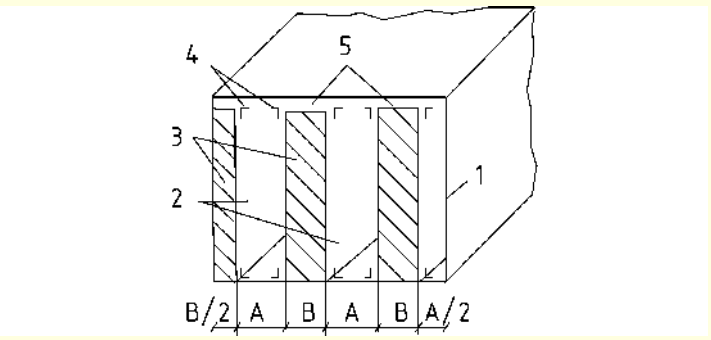


Рис. 4.111. Вариант компоновки пластинчатого глушителя: *1* – кожух; *2* – каналы для воздуха; *3* – звукопоглощающие пластины; 4 – направляющие уголки; 5 – монтажный зазор толщиной 8–10 мм, уплотняемый после установки пластин

При определяющем значении частоты 63 Гц, что характерно для систем вентиляции больших телестудий, оптимальная толщина пластин равна 800 мм.

Примечание. Шумоглушение в пластинчатом глушителе не зависит от числа параллельных каналов для воздуха.

Расчетные данные по эффективности пластинчатых глушителей различной конструкции и длины приведены в табл. 4.70. Затухание шума в трубчатых глушителях показано в табл. 4.71.

В качестве звукопоглощающего материала при изготовлении глушителей для приточных и вытяжных систем следует применять мягкие маты (холсты) из супертонкого стекловолокна (СТВ, либо холсты из ультрасупертонкого базальтового волокна марки Б или С.

Плотность заполнения шумоглушителей матами должна составлять 15–20 кг/м^3. Кроме этого, в звукопоглощающих конструкциях глушителей и облицовок можно применять полужесткий винипор плотностью 120 кг/м^3. Винипор из поливинилхлорида с мелкопористой структурой более устойчив к возгоранию, чем полиуретановый поропласт , а при горении не выделяет веществ, вредных для здоровья человека. Винипор применяется без защитного покрытия.

В качестве звукопоглощающего материала при изготовлении глушителей для вытяжных систем рекомендуется применять полужесткие плиты из стекловолокна марки ЦФД плотностью 30–40 кг/м^3 или минераловатные плиты марки ППМ-80 (плотностью 80 кг/м^3) для всех конструкций глушителей, кроме низкочастотных с пластинами толщиной 800 мм, для которых следует использовать плиты марки ПММ-40 или ПММ-50.

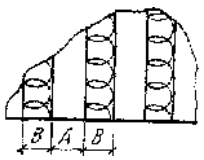
Для защиты звукопоглощающего материала от выдувания потоком воздуха без ухудшения звукопоглощения предпочтительнее применять защитное покрытие, состоящее из перфорированного стального листа (диаметр отверстий 5–6 мм, шаг 10–12 мм) и ПВХ войлока (из поливинилхлоридного волокна) с толщиной слоя 3–5 мм.

Допускается замена войлока на стеклоткани марок ЭЗ-100 либо другие стеклоткани с эквивалентным сопротивлением продуванию (Э2-100 или Э2-80).

При компоновке установок вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления рекомендуется устанавливать центральный глушитель и предусматривать для него место по возможности ближе к вентилятору в начале вентиляционной сети.

Таблица 4.70

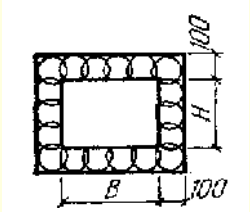
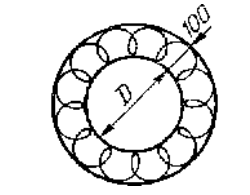
Эффективность пластинчатых глушителей, дБ

Схема поперечного сечения шумоглушителя	Толщина средних пластин *В*, мм	Расстояние между пластинами *А*, мм	Фактор свободной площади Ф, %	Длина шумоглушителя, м	Эффективность глушителей, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
					63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	100	100	50	1	1	2,5	6	20	21	17	15	10
				2	1,5	5	11	35	38	32	23	13
				3	2	7,5	15	45	50	40	31	15
	200	200	50	1	1,5	3,5	9	15	13,5	И	10	9
				2	3	7	16	30	23	17,5	15	13
				3	4,5	9,5	23	43	35	25	20	16
	400	400	50	1	2,5	6,5	11	11,5	10,5	8	7	7
				2	4,5	12	20	19	16	11	10	10
				3	5,5	16,5	30	27	22	15	13	12
	800	800	50	1	5	6	6,5	5	5	5	4	4
				2	8,5	9	10,5	8	7,5	7,5	6,5	6,5
				3	12	12,5	13,5	11	10,5	10,5	10	10
	800	250	25	1	9,5	13,5	16,5	14	14	13,5	13	12
				2	17,5	22,5	28	26	24	21	18,5	16,5
				3	24	33	33	37	31	26	22	20

Примечание. Приведенными данными можно пользоваться для интерполирования, учитывая, что с уменьшением ширины воздушных каналов глушителя затухание звука на единицу длины на низких и средних частотах увеличивается примерно обратно пропорционально фактору свободной площади глушителя $\varphi_{св} = \frac{S_{св}}{S_{габ}}$ 100% (где $S_{св}$ — свободная для воздуха площадь поперечного сечения глушителя, $S_{габ}$ —его габаритная площадь поперечного сечения), а на частотах выше 1000 Гц — примерно обратно пропорционально ширине воздушного канала.

Таблица 4.71

Затухание шума в трубчатых глушителях

Схема поперечного сечения шумоглушителя	Шифр шумоглушителя	Размеры, мм			Затухание шума, дБ, на 1 м длины глушителя при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц								Гидравлический диаметр $D_г$, м
		B	*H*	*D*	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	ШТП-1	150	100	–	4	10	13	20	23	20	15	10	0,123
	ШТП-2	200			4	7,5	19	24	24	22	15	8	0,133
	ШТП-3	150	150		4	7,5	19	24	24	22	15	8	0,16
	ШТП-4	200			3,5	5,5	18	22	21	16	10	6	0,18
	ШТП-5		200		3,5	5,5	18	22	21	16	10	6	0,2
	ШТП-6	250			3,5	5,5	18	22	21	16	10	6	0,22
	ШТП-7	400			3	4	11	12,5	14,5	10,5	6,5	3,5	0,266
	ШТП-8	250	250		3	4,5	14,5	17,5	17	13	8	4	0,25
	ШТП-9	400			3	4	11	12,5	14,5	10,5	6,5	3,5	0,31
	ШТП-10		400		2,5	3,5	7	7,5	12	8	5	3	0,4
	ШТП-И	500	250		2,5	3,5	10	12	13,5	10	6	3	0,334
	ШТП-12		400		2	3	6,5	7	11	7	4,5	2,5	0,445
	ШТП-13		500		2	3	5,5	6	10	6,5	4	2,5	0,5
	ШТК-1	–	–	200	3	6	17	17,5	21	22	18	14	0,2
	ШТК-2			250	2,5	5,5	14,5	13	16,5	17,5	11	9	0,25
	ШТК-3			280	2	5	12,5	10	13	15	8	6,5	0,28
	ШТК-4			315	2	5	12,5	10	13	15	8	6,5	0,325
	ШТК-5			400	1	3,5	10	8	10,5	10	4	3,5	0,4
	ШТК-6			450	1	3,5	10	8	10,5	10	4	3,5	0,45
	ШТК-7			500	0,5	2,5	9	7,5	9,5	9	3	2,5	0,5

Помещение вентиляционной камеры желательно отделить от помещения для глушителей стеной с массой 150–200 кг на 1 м^2 конструкции. При отсутствии такой возможности наружный кожух глушителя и воздуховод после него, находящиеся в пределах вентиляционной камеры, следует дополнительно изолировать снаружи с таким расчетом, чтобы звукоизолирующая способность стенок отвечала требуемой по расчету.

Примечание. Требуемую звукоизолирующую способность стенок воздуховодов можно уменьшить, применяя звукопоглощающую облицовку для снижения шума в вентиляционной камере.

В некоторых случаях допускается производить расчет требуемого снижения шума для самого дальнего ответвления воздуховодов и подбирать соответствующий центральный глушитель, а на ближних ответвлениях воздуховодов устанавливать вспомогательные глушители значительно меньшего поперечного сечения.

Для снижения шума, возникающего в воздуховодах при движении потока воздуха, а также шума, проника ющего в воздуховоды извне от посторонних источников, в ответвлениях следует располагать вспомогательные глушители.

Требуемую эффективность вспомогательных глушителей определяют расчетом в соответствии с формулой (4.115).

В случаях, когда из-за недостатка места устанавливается глушитель, не обеспечивающий требуемое снижение шума, рекомендуется дополнительно применять внутреннюю облицовку воздуховода звукопоглощающим материалом.

Затухание шума, дБ/м, в облицованном воздуховоде находят по формуле

$$\Delta L = 1{,}1\frac{\Pi}{S_{св}\cdot\left(\alpha_н - \frac{\alpha_н^2}{2{,}7}\right)\cdot l} \qquad (4.131)$$

где П – периметр поперечного сечения воздуховода, облицованного изнутри звукопоглощающим материалом (по размерам в свету), м;

$S_{св}$ – площадь поперечного сечения воздуховода, м^2;

$\alpha_н$ – коэффициент звукопоглощения облицовки при нормальном падении звука, безразмерный;

l – длина облицованного канала, м.

Для снижения шума, проникающего через приточную (воздухозаборную) камеру в атмосферу, наряду с глушителями рекомендуется применять облицовку внутренних поверхностей этих камер звукопоглощающим материалом.

Суммарное заглушение в последовательно расположенных облицованных камерах рассчитывают по формуле

$$\Delta L_{ком} = \sum_{i=1}^{n} 10\lg\frac{A_i}{S_{i\text{вых}}}. \qquad (4.132)$$

где $A_i = \alpha_i \cdot S_i$ – полное звукопоглощение отдельной камеры, м^2 (S_i и α_i – соответственно площади и реверберационные коэффициенты звукопоглощения облицовки внутренних поверхностей камеры — табл. 4.72);

$S_{i\text{вых}}$ – площадь свободного сечения выходного канала из отдельной камеры («вход» и «выход» из камеры определяются по направлению распространения звука), м^2;

n – общее число камер.

Примечание. Снижение уровней (потери) звуковой мощности в фильтрах и калориферах не учитывается.

Справочник гидравлика

Значения α для облицовок определяют по табл. 4.72.

Таблица 4.72

Реверберационные коэффициенты звукопоглощения α материалов, применяемых для облицовки приточных камер

Звукопоглощающие материалы и конструкции	Значения α при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Винипор полужесткий (ТУ В-66-70) с ρ = 120 кг/м^3, без защитного покрытия, с толщиной звукопоглощающего слоя 60 мм	0,01	0,15	0,25	0,55	0,85	1	1	1
Маты и супертонкого стекловолокна толщиной 100 мм и ρ = 15 кг/м^3 с защитным покрытием из стеклоткани и перфорированного листа	0,2	0,47	1	1	1	1	1	0,9
Маты с перфорированной асбоцементной плитой (вместо перфорированного листа) толщиной 4 мм и площадью перфорации не менее 13%	0,1	0,53	1	1	1	1	0,87	0,6
Маты из супертонкого стекловолокна толщиной 50 мм и ρ = 15 кг/м^3 с защитным покрытием из стеклоткани и перфорированного листа	0,05	0,12	0,5	1	1	0,95	0,9	0,8

Примечание. Металлические листы должны иметь площадь перфорации не менее 20% от общей площади листа.

Пример 4.16. [6]

Пример акустического расчета приточной установки.

Определить шум в рабочей зоне учебного класса, создаваемый при работе вентиляционной установки, выявить требуемое снижение уровня шума и подобрать глушитель.

Схема приточной вентиляционной установки показана на рис. 4.112.

В расчетное помещение с площадью пола 6 × 10 м^2 и высотой потолка 3,5 м через две жалюзийные решетки размером 400 × 200 мм подается воздух в количестве 1400 м^3/ч; забирается воздух через две решетки таких же размеров. Решетки имеют относительное свободное сечение 0,7 и расположены на расстоянии r = 2,5 м от ближайшего рабочего места.

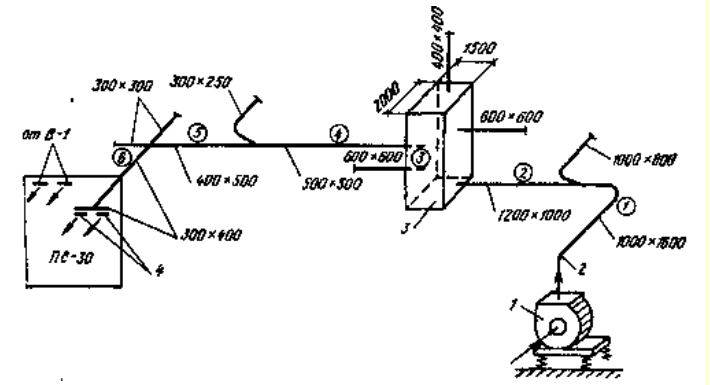


Рис. 4.112. Схема расчетной ветви воздуховодов (к примеру 4.16): *1* – вентилятор; *2* – плавный поворот; *3* – камера статического давления; *4* – жалюзийная решетка

В приточной установке используется радиальный вентилятор Ц4-76 № 16 с параметрами: объемный расход 45000 м^3/ч, давление 130 кгс/м^2, частота вращения 555 об/мин, отклонение режима работы вентилятора от режима максимума КПД 12%. Размер выходного патрубка вентилятора 1120 × 1280 мм. Скорости движения воздуха в воздуховодах не превышают рекомендуемых для предупреждения шумообразования (см. п. 4.5.2), поэтому в акустическом расчете учитывают только шум, создаваемый вентилятором и генерируемый решетками.

Шум в классе не должен превышать номер предельного спектра ПС-30.

Решение.

Рассчитываем сначала допускаемую скорость движения воздуха в приточных решетках, подсчитав предварительно все необходимые параметры.

Габаритная площадь решетки $S = 0{,}4 \cdot 0{,}2 = 0{,}08$ м^2. Зная относительное свободное сечение решетки, находим коэффициент аэродинамического сопротивления ζ = 4. В соответствии с п. 4.5.2 расчет допускаемой скорости для решеток можно делать только для частоты 2000 Гц. На этой частоте допустимый уровень звукового давления, соответствующий номеру предельного спектра ПС-30 (см. табл. 4.57), равен 27 дБ.

Зная высоту потолка H = 3,5 м, характеристику звукопоглощения поверхностей помещения – средние (см. табл. 4.63) и площадь пола – 60 м^2, по номограмме (см. рис. 4.107) находим разность уровней звуковой мощности и звукового давления на частоте f = 2000 Гц $L_p - L$ = 9,5 дБ.

Допустимый октавный уровень звуковой мощности, генерируемый одной решеткой, определим по формуле (4.122):

$$L_{p\text{доп}} = 27 + 9{,}5 - 10 \lg 4 = 30{,}5 \text{ дБ}.$$

Поправка $Б$ [см. формулу (4.112)], зависящая от типа обтекаемого элемента, для решеток равна нулю. По табл. 4.62 для частоты 2000 Гц находим поправку ΔL_1 = 8 дБ. Поправка на расположение источника шума в нашем случае равна нулю.

Используя формулу (4.112), находим допускаемую скорость воздуха в решетке:

$$60 \lg V_{\text{доп}} = 30{,}5 + 8 - 30 \lg 4 - 10 \lg 0{,}08 = 31{,}5;$$

$$V_{\text{доп}} = 3{,}35 \text{ м/с}.$$

Справочник гидравлика

Фактическая скорость воздуха в жалюзийной решетке

$$V = \frac{700}{3600 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}2} = 2{,}45 \text{ м/с}.$$

Следовательно, шум, генерируемый в решетках, в дальнейшем расчете можно не учитывать.

Общий уровень звуковой мощности шума вентилятора на стороне нагнетания подсчитываем по формуле (4.110):

$L_{робщ} = 41 + 25 \lg 30 + 10 \lg 45\,000 / 3600 + 2 = 107$ дБ.

Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, излучаемого в сеть, определим по формуле (4.111). Необходимые для этого поправки ΔL_1 находим по табл. 4.59, поправки ΔL_2 определяем интерполированием по табл. 4.60, зная размеры выходного патрубка. Для наглядности расчета промежуточные данные и конечные результаты сводим в табл. 4.73.

Таблица 4.73

Последовательность расчета

№ п. п.	Рассчитываемая величина	Ссылка	Значение рассчитываемой величины, дБ, при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	$L_{доп} = L_н$	Табл. 4.57	60	48	40	34	30	27	25	23
2	Поправка ΔL_1 при n = 555 об/мин	Табл. 4.59	7	5	6	9	16	21	26	31
3	Поправка ΔL_2	Табл. 4.60	4,5	1	0	0	0	0	0	0
4	Октавный уровень звуковой мощности вентилятора $L_р$	Формула (4.111)	104,5	103	101	98	91	86	81	76
	Снижение уровней звуковой мощности									
	Участок 1									
5	Затухание шума в металлическом воздуховоде размером 1000 × 1600 мм, длиной 10 м	Табл. 4.65	4,5	3	1,5	1	0,6	0,6	0,6	0,6
6	Снижение шума в плавном повороте шириной, мм:									
	1600	Табл. 4.67	0	1	2	3	3	3	3	3
	1000	Табл. 4.67	0	0	1	2	3	3	3	3
	Участок 2									
7	Снижение шума:									
	в разветвлении (m' = 0,8)	Рис. 4.109	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
	в воздуховоде сечением 1200 × 1000 мм, длиной 5 м	Табл. 4.65	2,25	1,5	0,75	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3
	Участок 3									
8	Снижение шума:									
	при изменении поперечного сечения	Табл. 4.68	1	1	1	1	1	1	1	1
	в прямоугольном повороте шириной 1500 мм	Табл. 4.66	3	6	6	4	3	3	3	3
	в разветвлении (m' = 2,65) камеры 3	Формула (4.127)	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
	в прямоугольном повороте шириной 500 мм	Табл. 4.66	0	1	5	7	5	3	3	3
	Участок 4									
9	Снижение шума в воздуховоде сечением 5000 × 500 мм, длиной 6 м	Табл. 4.65	3,5	3,5	2	1	1	1	1	1
	Участок 5									
10	Снижение шума:									
	в разветвлении (m' = 0,9)	Рис. 4.109	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	в металлическом воздуховоде сечением 400×500 мм, длиной 5 м	Табл. 4.65	3	3	1,5	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
	Участок 6									
11	Снижение шума:									
	в разветвлении крестовины (m' = 0,665)	Рис. 4.109	4	4	4	4	4	4	4	4
	в прямоугольном повороте шириной 300 мм	Табл. 4.66	0	0	1	5	7	5	3	3
	в металлическом воздуховоде сечением 300 × 400 мм, длиной 2,5 м	Табл. 4.65	1,5	1,5	1	0,75	0,5	0,5	0,5	0,5
	в прямоугольном повороте шириной 300 мм	Табл. 4.66	0	0	1	5	7	5	3	3
	в результате отражения от решетки сечением 400 × 200 мм	Табл. 4.69	12	8	4	1	0	0	0	0
12	Суммарное снижение уровня звуковой мощности	Сумма пп. 5–11	46	44,5	43	47	47	41	37	37
13	Уровни звуковой мощности шума, излучаемого из решетки $L_{pi} - \Delta L_{pi}$	Разность пп. 4 и 12	58,5	58,5	58	51	44	45	44	39
14	Разность уровней звуковой мощности шума, излучаемого из решетки, и звукового давления в расчетной точке $L_{pi} - \Delta L_{pi} - L_i$	Рис. 4.107	11,5	10,5	9,5	9,5	9,5	9,5	10	11
15	Уровни звукового давления в расчетной точке L_i	Разность пп. 13 и 14	47	48	48,5	41,5	34,5	35,5	34	28
16	10 lg m + 5		8	8	8	8	8	8	8	8
17	Требуемое снижение уровня звукового давления $\Delta L_{тр}$	Формула (4.115)	–	8	16,5	15,5	12,5	16,5	17	13
18	Эффективсть $\Delta L_р$ выбранных глушителей при l = 2,5 м	Табл. 4.70	4	8,5	20	37	29	21,5	18	15

Рассчитанные таким образом октавные уровни внесены в п. 4 табл. 4.73.

Снижение уровней звуковой мощности в отдельных элементах вентиляционной сети определяем по данным п. 4.5.5 и вносим в пп. 5–11 табл. 4.73.

Снижение шума в разветвлении приточных решеток не учитываем, поскольку шум от вентилятора проникает в помещение через несколько равномерно распределенных по помещению приточных решеток, которые можно рассматривать как один источник равномерного излучения шума. Суммарное снижение уровней звуковой мощности шума приведено в п. 12 табл. 4.73. Уровни звуковой мощности шума вентилятора на выходе из приточной решетки до осуществления мероприятий по снижению шума приведены в п. 13 табл. 4.73.

Разность уровней звуковой мощности и звукового давления для расчетного помещения определяем по номограмме на рис. 4.107 и вносим в п. 14 табл. 4.73. Уровни звукового давления в расчетном помещении находим как разность пп. 13 и 14 и приводим в п. 15 табл. 4.73.

Учитывая, что общее число вентиляционных систем, обслуживающих помещение $m = 2$ (приточная и вытяжная), по формуле (4.115) подсчитываем требуемое снижение уровней звукового давления (данные сведены в п. 17).

Чтобы подобрать глушитель, рассчитываем по формуле (4.130) необходимую площадь свободного сечения глушителя $S_{св}$, предварительно определив $V_{доп}$ по данным п. 4.5.7. Для рассматриваемого помещения $V_{доп} = 5$ м/с

$$S_{св} = \frac{45000}{(3600 \cdot 5)} = 2{,}5 \text{ м}^2.$$

Глушитель подбираем по табл. 4.70. Требуемое снижение уровней звукового давления обеспечит глушитель длиной 2,5 м с пластинами толщиной 200 мм на расстоянии 200 мм (определяем интерполированием).

Эффективность выбранного глушителя приведена в п. 18 табл. 4.73.

Рабочие чертежи глушителя приведены в типовом альбоме «Шумоглушители вентиляционных установок» (серия 4.904–18/76).

4.6. ПОЖАРНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вентиляция входит в комплекс мероприятий, направленных на создание безопасных и здоровых условий труда, строго регламентирует температуру, влажность и предельно допустимое содержание вредных примесей газов, паров и пыли в воздухе производственных помещений.

Допустимые концентрации вредностей в производственных зданиях устанавливают исходя из санитарно-гигиенических требований, оговариваемых «Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий».

Так, например, для:

– ацетона ПДК = 0,2 мг/л, в то же время НПВ = 38,6 мг/л,
– бензола ПДК = 0,02 мг/л, а НПВ = 42 мг/л,
– бензина ПДК = 0,3 мг/л , а НПВ = 60 мг/л.

Вентиляция большую роль играет не только в создании благоприятных условий труда, но и в снижении пожарной опасности в производственных помещениях и уменьшении потерь сырья, которое после улавливания может быть возвращено в производство.

4.6.1. Пожарная опасность систем производственной вентиляции

Особенно пожаро- и взрывоопасными являются вытяжные вентиляционные системы, по которым перемещается воздух в смеси с горючими газами, парами и пылью, способными образовывать взрывоопасные концентрации.

Источниками зажигания являются:

1. Искрение и короткие замыкания в электродвигателях вентиляторов.

2. Искры, возникающие от удара лопаток ротора вентилятора о кожух, а также от удара твердых частиц о лопатки вентилятора.

3. Тепло химических реакций при взаимодействии веществ, содержащихся в перемещаемом воздухе.

4. Самовозгорание веществ и пылей, осевших в воздуховодах.

5. Продукты сгорания, нагретые до высокой температуры и удаляемые вместе с воздухом.

6. Статическое электричество.

При наличии источников зажигания могут происходить взрывы, которые в ряде случаев приводят не только к пожару, но и к человеческим жертвам. Наибольшую опасность в этом плане представляют пылеосадочные камеры и другие очистные устройства, в которых могут скапливаться большие количества взрывоопасной пыли.

Меньшую опасность представляют приточные вентиляционные установки. Однако при определенных условиях и они могут служить причиной пожара или его быстрого распространения.

Поэтому при устройстве систем вентиляции необходимо предусматривать:

а) надежность систем, особенно во взрыво-пожароопасных помещениях, в отношении пожара и взрыва,

б) применение устройств, исключающих возможность распространения огня и продуктов горения по воздуховодам.

Опыт эксплуатации вентиляционных систем во взрывопожароопасных производствах, происходящие за последнее время пожары и взрывы в вентиляционных установках заставляют работников пожарной охраны строго следить за выполнением требований пожарной безопасности при устройстве и эксплуатации систем вентиляции.

Для того чтобы вести качественный контроль за системами вентиляции в период ее проектирования, монтажа и эксплуатации, необходимо хорошо знать основные инженерно-технические решения по обеспечению надежности данных систем, исключающие возможность возникновения пожара или его развития по их вине.

Все инженерно-технические решения нормируются и в виде конкретных требований излагаются в строительных нормах и правилах, ведомственных нормативных документах и правилах.

Классы опасности веществ и материалов

По степени воздействия на организм вредные вещества подразделяют на четыре класса опасности:

Справочник по гидравлике

Таблица 4.74

Класс опасности вредных веществ и материалов

Наименование показателей	Норма для класса опасности			
	1-го	2-го	3-го	4-го
Предельно-допустимая концентрация (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны, мг/м^3	Менее 0,1	0,1–1,0	1,1–10,0	Более 10,0
Средняя смертельная доза при введении в желудок, мг/кг	Менее 15	15–150	150–5000	Более 5000
Средняя доза при нанесении на кожу, мг/кг	Менее 100	100–500	501–2500	Более 2500
Средняя смертельная концентрация в воздухе, мг/м^3	Менее 500	500–5000	5001–50000	Более 50000
Коэффициент возможности ингаляторного отравления (КВИО)	Более 300	300–30	29–3	Менее 3
Зона острого действия	Менее 6,0	6,0–18,0	18,1–54,0	Более 54
Зона хронического действия	Более 10,0	10,0–5,0	4,9–2,5	Менее 2,5

1-й – вещества чрезвычайно опасные;
2-й – вещества высокоопасные;
3-й – вещества умеренно опасные;
4-й – вещества малоопасные.

Класс опасности вредных веществ устанавливают в зависимости от норм и показателей, указанных в таблице 1.

Отнесение вредного вещества к классу опасности производят по показателю, значение которого соответствует наиболее высокому классу опасности.

Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности

Для разработки требований пожарной безопасности необходима количественная оценка (объективный показатель) опасности оборудования, помещения, здания.

В соответствии с Нормами Государственной противопожарной службы МВД России НПБ105–95 «Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности» устанавливается классификация и методика определения категорий помещений и зданий (или частей зданий между противопожарными стенами пожарных отсеков) производственного и складского назначения по взрывопожарной и пожарной опасности в зависимости от количества и пожаровзрывоопасных свойств находящихся (обращающихся) в них веществ и материалов с учетом особенностей технологических процессов размещенных в них производств.

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения и здания подразделяются на категории А, Б, В1–В4 (для зданий – В), Г и Д (табл. 4.75). Определение категорий помещений следует осуществлять путем последовательной проверки принадлежности помещения к категориям от высшей (А) к низшей (Д).

Категории взрывопожарной и пожарной опасности помещений и зданий (табл. 4.75) определяются для наиболее неблагоприятного в отношении пожара или взрыва периода, исходя из вида находящихся в аппаратах и помещениях горючих веществ и материалов, их количества и пожароопасных свойств, особенностей технологических процессов. При расчете значений критериев взрывопожарной опасности в качестве расчетного следует выбирать наиболее неблагоприятный вариант аварии или период нормальной работы аппаратов, при котором во взрыве участвует наибольшее количество веществ или материалов, наиболее опасных в отношении последствий взрыва.

Определение пожароопасных свойств веществ и материалов производится на основании результатов испытаний или расчетов по стандартным методикам с учетом параметров состояния (давление температура и т.д.).

Таблица 4.75

Категории помещений по взрывопожарной и пожарной опасности

Категория помещения	Характеристика веществ и материалов, находящихся (обращающихся) в помещении
А Взрывопожароопасная	Горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28 °С, в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа. Вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышает 5 кПа.
Б Взрывопожароопасная	Горючие пыли или волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки более 28 °С, горючие жидкости в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа.
В1–В4 Пожароопасная	Горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна) вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям А или Б
Г	Негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.
Д	Негорючие вещества и материалы в холодном состоянии

Помещения для обслуживания вытяжных систем следует относить к категориям по взрывопожарной и пожарной

Справочник по гидравлике

опасности помещений, которые они обслуживают. Помещения для вентиляторов, воздуходувок и компрессоров, подающих наружный воздух в эжекторы, расположенные вне этого помещения, следует относить к категории Д, а помещения для вентиляторов и др., подающих воздух, забираемый из других помещений, – к категории этих помещений.

Категорию помещений для оборудования систем местных отсосов, удаляющих взрывоопасные смеси от технологического оборудования, размещенного в помещениях категорий В, Г и Д, в общественных и административно-бытовых помещениях, а также для оборудования систем общеобменной вытяжной вентиляции следует устанавливать расчетом в соответствии с НПБ 105–95 МВД России или принимать А или Б.

Помещения для оборудования систем местных отсосов взрывоопасных пылевоздушных смесей с пылеуловителями мокрой очистки, размещенными перед вентиляторами, допускается при обосновании относить к помещениям категории Д.

Помещения для оборудования вытяжных систем общеобменной вентиляции жилых, общественных и административно-бытовых помещений следует относить к категории Д.

Помещения для оборудования вытяжных систем, обслуживающих несколько помещений различных категорий по взрывопожарной и пожарной опасности, следует относить к более опасной категории.

В зависимости от категории здания определяется требуемая степень огнестойкости здания. Степень огнестойкости здания (сооружения, пожарного отсека) – классификационная характеристика объекта, определяемая показателями огнестойкости и пожарной опасности строительных конструкций.

Различают фактическую и требуемую степень огнестойкости. Фактическая степень огнестойкости, согласно нормам, определяется по наименьшему фактическому пределу огнестойкости конструкций и максимальному пределу распространения огня по ним. Огнестойкость конструкции – способность конструкции сохранять несущие и (или) ограждающие функции в условиях пожара

По огнестойкости здания и сооружения делятся на восемь степеней, обозначаемых римскими цифрами I, II, III, IIIа, IIIб, IV, IVа, V (табл. 4.76).

Для выделения пожарных отсеков применяются противопожарные стены 1-го типа.

Помещения с разной категорией по взрывопожарной и пожарной опасности следует разделять противопожарными преградами. Помещения категорий А, Б и В следует отделять одно от другого, а также от помещений категорий Г и Д и коридоров противопожарными перегородками и противопожарными перекрытиями следующих типов:

в зданиях I степени огнестойкости – противопожарными перегородками 1-го типа, противопожарными перекрытиями (междуэтажными и над подвалом) 2-го типа;

в зданиях II, III и IIIб степеней огнестойкости – противопожарными перегородками 1-го типа, в зданиях IIIа степени огнестойкости – 2-го типа, в зданиях IVа степени огнестойкости отделять помещения категории В – противопожарными перегородками 2-го типа, противопожарными перекрытиями (междуэтажными и над подвалом) 3-го типа;

Таблица 4.76

Примерные конструктивные характеристики зданий в зависимости от их степени огнестойкости

Степень огнестойкости	Конструктивные характеристики
I	Здания с несущими и ограждающими конструкциями из естественных или искусственных каменных материалов, бетона или железобетона с применением листовых и плитных негорючих материалов
II	То же. В покрытиях зданий допускается применять незащищенные стальные конструкции
III	Здания с несущими и ограждающими конструкциями из естественных или искусственных каменных материалов, бетона или железобетона. Для перекрытий допускается использование деревянных конструкций, защищенных штукатуркой или трудногорючими листовыми, а также плитными материалами. К элементам покрытий не предъявляются требования по пределам огнестойкости и пределам распространения огня, при этом элементы чердачного покрытия из древесины подвергаются огнезащитной обработке
IIIа	Здания преимущественно с каркасной конструктивной схемой. Элементы каркаса – из стальных незащищенных конструкций. Ограждающие конструкции – из стальных профилированных листов или других негорючих листовых материалов с трудногорючим утеплителем
IIIб	Здания преимущественно одноэтажные с каркасной конструктивной схемой. Элементы каркаса – из цельной или клееной древесины, подвергнутой огнезащитной обработке, обеспечивающей требуемый предел распространения огня. Ограждающие конструкции – из панелей или поэлементной сборки, выполненные с применением древесины или материалов на ее основе. Древесина и другие горючие материалы ограждающих конструкций должны быть подвергнуты огнезащитной обработке или защищены от воздействия огня и высоких температур таким образом, чтобы обеспечить требуемый предел распространения огня.
IV	Здания с несущими и ограждающими конструкциями из цельной или клееной древесины и других горючих или трудногорючих материалов, защищенных от воздействия огня и высоких температур штукатуркой или другими листовыми или плитными материалами. К элементам покрытий не предъявляются требования по пределам огнестойкости и пределам распространения огня, при этом элементы чердачного покрытия из древесины подвергаются огнезащитной обработке
IVа	Здания преимущественно одноэтажные с каркасной конструктивной схемой. Элементы каркаса – из стальных незащищенных конструкций. Ограждающие конструкции — из стальных профилированных листов или других негорючих материалов с горючим утеплителем.
V	Здания, к несущим и ограждающим конструкциям которых не предъявляются требования по пределам огнестойкости и пределам распространения огня.

Справочник по гидравлике

в одноэтажных зданиях IVа степени огнестойкости допускается размещать помещения категорий А и Б общей площадью не более 300 м^2; при этом указанные помещения должны выделяться противопожарными перегородками 1-го типа и перекрытиями 3-го типа; наружные стены этих помещений должны выполняться из негорючих или трудногорючих материалов; допускается проектировать одноэтажные мобильные здания IVа степени огнестойкости категорий А и Б площадью не более 75 м^2;

в зданиях IV степени огнестойкости – противопожарными перекрытиями 3-го типа над подвалом.

В местах проемов в противопожарных перегородках, отделяющих помещения категорий А и Б от помещений других категорий, коридоров и лестничных клеток, следует предусматривать тамбур-шлюзы с постоянным подпором воздуха в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05–86. Ограждающие конструкции тамбур-шлюзов следует проектировать в соответствии со СНиП 2.01.02–85*. Устройство общих тамбур-шлюзов для двух и более помещений указанных категорий не допускается.

В помещениях категорий А и Б следует предусматривать наружные легкосбрасываемые ограждающие конструкции.

В качестве легкосбрасываемых конструкций следует, как правило, использовать остекление окон и фонарей. При недостаточной площади остекления допускается в качестве легкосбрасываемых конструкций использовать конструкции покрытий из стальных, алюминиевых и асбестоцементных листов и эффективного утеплителя. Площадь легкосбрасываемых конструкций следует определять расчетом. При отсутствии расчетных данных площадь легкосбрасываемых конструкций должна составлять не менее 0,05 м^2 на 1 м^3 объема помещения категории А и не менее 0,03 м^2 – помещения категории Б.

Примечания: 1. Оконное стекло относится к легкосбрасываемым конструкциям при толщине 3, 4 и 5 мм и площади не менее (соответственно) 0,8, 1 и 1,5 м^2. Армированное стекло к легкосбрасываемым конструкциям не относится.

2. Рулонный ковер на участках легкосбрасываемых конструкций покрытия следует разрезать на карты площадью не более 180 м^2 каждая.

3. Расчетная нагрузка от массы легкосбрасываемых конструкций покрытия должна составлять не более 0,7 кПа (70 кгс/м^2).

4.6.2. Инженерно-технические решения по обеспечению пожарной безопасности систем вентиляции

Надежность вентиляционных систем в отношении пожара, взрыва обеспечивается определенными инженерно-техническими решениями, которые должны быть направлены:

а) на исключение образования взрывоопасных концентраций непосредственно в помещении, где имеется вентиляционная система, и в смежных помещениях,

б) исключение образования взрывоопасных концентраций в аппаратах, камерах, боксах и т.п.,

в) исключение образования взрывоопасных концентраций непосредственно в самой системе,

г) исключение источников зажигания в вентиляционных системах,

д) исключение возможности распространения огня по вентиляционным системам.

а) Пути и способы исключения взрывоопасных концентраций в помещении

Исключение образования взрывоопасных концентраций в помещениях обеспечивается правильным выбором систем вентиляции, удалением загрязненного воздуха с учетом его плотности, тепловых потоков, наличием отрицательного дисбаланса для помещений категорий А и Б, устройством для каждой группы помещений самостоятельной системы вентиляции, размещением вентиляционного оборудования приточных и вытяжных систем в разных помещениях, запрещением рециркуляции воздуха в ряде помещений, правильностью устройства приемных устройств и выброса загрязненного воздуха, наличием резервных систем и т.п.

Основным условием является обеспечение концентрации горючих паров или пылей в помещении, не превышающей 10% от нижнего концентрационного предела распространения пламени.

Нижний концентрационный предел распространения пламени (НКПРП) – минимальное содержание горючего вещества в однородной смеси с окислительной средой, при котором возможно распространение пламени по смеси на любое расстояние от источника зажигания. НКПРП является справочной величиной и измеряется в процентах или в кг/м^3(г/м^3).

Образование взрывоопасных концентраций вне помещений, зданий зависит от правильности устройства выброса паров легковоспламеняющихся жидкостей (ЛВЖ), горючих жидкостей (ГЖ), аэрозолей и пылей, поэтому выброс должен производиться таким образом, чтобы не образовывались взрывоопасные зоны.

Исключение возможности образования взрывоопасных концентраций в аппаратах, боксах, камерах обеспечивается необходимой кратностью воздухообмена, требуемой технологическими нормами, надежностью работы вентоборудования, наличием самостоятельных систем и т.п.

Системы общеобменной вентиляции и кондиционирования с автоматическим регулированием расхода воздуха в зависимости от изменения избытков теплоты, влаги или вредных веществ, поступающих в помещения, следует проектировать при экономическом обосновании.

Системы общеобменной вентиляции для производственных и административно-бытовых помещений (с постоянным пребыванием людей) без естественного проветривания следует предусматривать не менее чем с двумя приточными или двумя вытяжными вентиляторами каждая с расходом по 50% требуемого воздухообмена.

Допускается предусматривать одну приточную и одну вытяжную системы с резервными вентиляторами.

Для указанных помещений, соединенных открывающимися проемами со смежными помещениями той же категории взрывопожароопасности и с выделением аналогичных вредностей, допускается проектировать приточную систему без резервного вентилятора, а вытяжную – с резервным вентилятором.

Системы вытяжной общеобменной вентиляции с искусственным побуждением для помещений категорий А и Б следует предусматривать с одним резервным вентилятором (для каждой системы или для нескольких систем), обеспечивающим расход воздуха, необходимый для поддержания в помещениях концентрации горючих газов, паров или пыли,

Справочник по гидравлике

не превышающей 0,1 нижнего концентрационного предела распространения пламени по газо-, паро- и пылевоздушным смесям.

Резервный вентилятор не следует предусматривать:

а) если при остановке системы общеобменной вентиляции может быть остановлено связанное с ней технологическое оборудование и прекращено выделение горючих газов, паров и пыли;

б) если в помещении предусмотрена аварийная вентиляция с расходом воздуха не менее необходимого для обеспечения концентрации горючих газов, паров или пыли, не превышающей 0,1 нижнего концентрационного предела распространения пламени по газо-, паро- и пылевоздушным смесям.

Если резервный вентилятор в соответствии с подпунктами «а» и «б» не установлен, то следует обеспечить автоматическое блокирование вентиляторов систем местных отсосов и общеобменной вентиляции с технологическим оборудованием. Блокировка должна обеспечивать остановку оборудования при выходе из строя вентилятора, а при невозможности остановки технологического оборудования – включение аварийной сигнализации.

Системы местных отсосов взрывоопасных смесей следует предусматривать с одним резервным вентилятором (в том числе для эжекторных установок) для каждой системы или для двух систем, если при остановке вентилятора не может быть остановлено технологическое оборудование и концентрация горючих газов, паров и пыли превысит 0,1 НКПРП. Резервный вентилятор допускается не предусматривать, если снижение концентрации горючих веществ в воздухе помещения до 0,1 НКПРП может быть обеспечено предусмотренной системой аварийной вентиляции, автоматически включаемой при образовании в воздухе рабочей зоны помещения концентраций вредных веществ, превышающих ПДК, а также концентрации горючих веществ в воздухе помещения, превышающих 10 % НКПРП газо-, паро-, пылевоздушной смеси.

Системы общеобменной вытяжной вентиляции из помещений складов с выделением вредных газов и паров следует предусматривать с искусственным побуждением. Допускается предусматривать такие системы с естественным побуждением при выделении вредных газов и паров 3-го и 4-го классов опасности, если они легче воздуха, или предусматривать резервную систему вытяжной вентиляции с искусственным побуждением на требуемый воздухообмен, размещая местное управление системой при входе.

Системы общеобменной вытяжной вентиляции для помещений категорий А и Б следует предусматривать с искусственным побуждением. Допускается предусматривать такие системы с естественным побуждением при обеспечении следующих требований и работоспособности при безветрии в теплый период года:

– удаление воздуха из помещений системами вентиляции следует предусматривать из зон, в которых воздух наиболее загрязнен или имеет наиболее высокую температуру или энтальпию. При выделении пылей и аэрозолей удаление воздуха системами общеобменной вентиляции следует предусматривать из нижней зоны;

– загрязненный воздух не следует направлять через зону дыхания людей в местах их постоянного пребывания;

– приемные устройства рециркуляционного воздуха следует размещать, как правило, в рабочей или обслуживаемой зоне помещения;

– в производственных помещениях с выделениями вредных или горючих газов или паров следует удалять загрязненный воздух из верхней зоны не менее однократного воздухообмена в 1 ч, а в помещениях высотой более 6 м — не менее 6 $м^3$/ч на 1 $м^2$ помещения.

Системы приточной вентиляции с искусственным побуждением для производственных помещений, работа в которых производится более 8 ч в сутки, как правило, следует совмещать с воздушным отоплением.

Системы воздушного отопления и системы приточной вентиляции, совмещенные с воздушным отоплением, следует предусматривать с резервным вентилятором или не менее чем с двумя отопительными агрегатами. При выходе из строя вентилятора допускается снижение температуры воздуха в помещении ниже нормируемой, но не ниже 5 °С при обеспечении подачи наружного воздуха в соответствии с табл. 4.77.

Таблица 4.77

Минимальный расход наружного воздуха для помещений

Помещения (участки, зоны)	Расход воздуха в помещениях				Приточные системы
	с естественным проветриванием	без естественного проветривания			
	на 1 чел, $м^3$/ч	на 1 чел, $м^3$/ч	обмен/ч	% общего воздухообмена, не менее	
Производственные	30*; 20**	60	1	–	Без рециркуляции или с рециркуляцией при кратности 10 обменов/ч и более
	–	60 90 120	–	20 15 10	С рециркуляцией при кратности менее 10 обменов/ч
Общественные и административно-бытовые	По требованиям соответствующих СНиП	60; 20***	–	–	–
Жилые	3 $м^3$/ч на 1$м^2$ жилых помещений	–	–	–	–

* При объеме помещения (участка, зоны) на 1 чел. менее 20 $м^3$.
** При объеме помещения (участка, зоны) на 1 чел. 20 $м^3$ и более.
*** Для зрительных залов, залов совещаний и других помещений, в которых люди находятся до 3 ч непрерывно.

Справочник по гидравлике

Часть приточного воздуха, предназначенного для общественных и административно-бытовых помещений, допускается подавать в коридоры или смежные помещения в объеме не более 50-процентного расхода воздуха, предназначенного для обслуживания помещения.

Приемные отверстия для удаления воздуха системами общеобменной вытяжной вентиляции из верхней зоны помещения следует размещать:

а) под потолком или покрытием, но не ниже 2 м от пола до низа отверстий для удаления избытков теплоты, влаги и вредных газов;

б) не ниже 0,4 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий при удалении взрывоопасных смесей газов, паров и аэрозолей (кроме смеси водорода с воздухом);

в) не ниже 0,1 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий в помещениях высотой 4 м и менее или не ниже 0,025 высоты помещения (но не более 0,4 м) в помещениях высотой более 4 м при удалении смеси водорода с воздухом.

Расход приточного воздуха (наружного или смеси наружного и рециркуляционного) следует определять расчетом и принимать большую из величин, необходимую для обеспечения санитарных норм или норм взрывопожаробезопасности.

Расчет расхода и температуры приточного воздуха

Расход приточного воздуха Q м^3/ч, для системы вентиляции и кондиционирования следует определять расчетом и принимать больший из расходов, требуемых для обеспечения:

а) санитарно-гигиенических норм в соответствии с формулами (4.133–4.139);

б) норм взрывопожарной безопасности в соответствии с формулой 4.134, при этом в формуле 4.134 концентрацию вредного или взрывоопасного вещества в воздухе (удаляемом из обслуживаемой или рабочей зоны помещения и за ее пределами, $y_у$ и y соответственно) следует заменить на 0,1 $y_{нкпрп}$, мг/м^3 (где $y_{нкпрп}$ — нижний концентрационный предел распространения пламени по газо-, паро- и пылевоздушной смесям).

Расход воздуха следует определять отдельно для теплого и холодного периодов года и переходных условий, принимая большую из величин, полученных по формулам 4.133–4.139 (при плотности приточного и удаляемого воздуха, равной 1,2 кг/м^3):

а) по избыткам явной теплоты:

$$Q = M_у + \frac{3,6q_я - C_в M_у (t_{упз} - t_п)}{C_в (t_у - t_п)}, \qquad (4.133)$$

где $M_у$ – массовый расход воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и воздуха, расходуемого на технологические нужды, м^3/ч;

$q_я$ – избыточный явный тепловой поток в помещении, Вт;

$C_в$ – теплоемкость воздуха, равная 1,2 кДж/(м^3 · °С);

$t_{упз}$ – температура воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, удаляемого системами местных отсосов, и воздуха, расходуемого на технологические нужды, °С;

$t_у$ – температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, °С;

$t_п$ – температура воздуха, подаваемого в помещение, °С, определяемая в соответствии по формулам (4.142–4.146).

Тепловой поток, поступающий в помещение от прямой и рассеянной солнечной радиации, следует учитывать при проектировании:

вентиляции, в том числе с испарительным охлаждением воздуха, для теплого периода года;

кондиционирования — для теплого и холодного периодов года и для переходных условий;

б) по массе выделяющихся вредных или взрывоопасных веществ;

$$Q = M_у + \frac{M_{вр} - M_у (y_у - y_п)}{y - y_п}, \qquad (4.134)$$

где $M_{вр}$ – массовый расход каждого из вредных или взрывоопасных веществ, поступающих в воздух помещения, мг/ч;

$y_у$, y – концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, удаляемом соответственно из обслуживаемой или рабочей зоны помещения и за ее пределами, мг/м^3;

$y_п$ – концентрация вредного или взрывоопасного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, мг/м^3.

При одновременном выделении в помещении нескольких вредных веществ, обладающих эффектом суммарности действия, воздухообмен следует определять суммируя расходы воздуха, рассчитанные по каждому из этих веществ:

в) по избыткам влаги (водяного пара):

$$Q = M_у + \frac{M_в - 1,2(d_{упз} - d_п)}{1,2(d_у - d_п)}, \qquad (4.135)$$

где $M_в$ – избытки влаги в помещении, г/ч;

$d_{упз}$ – влагосодержание воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды, г/кг;

$d_у$ – влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, г/кг;

$d_п$ – влагосодержание воздуха, подаваемого в помещение, г/кг.

Для помещений с избытком влаги следует проверять достаточность воздухообмена для предупреждения образования конденсата на внутренней поверхности наружных ограждающих конструкций при расчетных параметрах Б наружного воздуха в холодный период года (СНиП 2.04.05–91 см. прил. 4.2.);

г) по избыткам полной теплоты:

$$Q = M_у + \frac{3,6q_{полн} - 1,2M_у (i_{упз} - i_п)}{1,2(i_у - i_п)}, \qquad (4.136)$$

где $q_{полн}$ – избыточный полный тепловой поток в помещении, Вт;

$i_{урз}$ – удельная энтальпия воздуха, удаляемого из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местных отсосов, и на технологические нужды, кДж/кг;

$i_у$ – удельная энтальпия воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, кДж/кг;

$i_п$ – удельная энтальпия воздуха, подаваемого в помещение. кДж/кг, определяемая с учетом повышения температуры в соответствии с формулами 4.142–4.146;

д) по нормируемой кратности воздухообмена:

$$Q = Wn, \qquad (4.137)$$

Справочник по гидравлике

где W – объем помещения, м^3; для помещений высотой 6 м и более следует принимать $W = 6S$;
S – площадь помещения, м^2;
n – нормируемая кратность воздухообмена, ч$^{-1}$;

е) по нормируемому удельному расходу приточного воздуха:

$$Q = SQ_{норм}, \quad (4.138)$$

где $Q_{норм}$ – нормируемый расход приточного воздуха на 1 м^2 пола помещения, м^3/(ч · м^2):

$$Q = Nq_{норм}, \quad (4.139)$$

где N – число людей (посетителей), рабочих мест, единиц оборудования;
$q_{норм}$ – нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 чел., м^3/ч, на 1 рабочее место, на 1 посетителя или единицу оборудования.

Параметры воздуха $t_{упз}$, $d_{упз}$, $i_{урз}$ следует принимать равными расчетным параметрам в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, а $y_у$ – равной ПДК в рабочей зоне помещения.

Расход воздуха $Q_{вот}$, м^3/ч, для воздушного отопления, не совмещенного с вентиляцией, следует определять по формуле

$$Q_{вот} = m_у + \frac{3,6q_{от}}{C_в(t_{пв} - t_{упз})}, \quad (4.140)$$

где $q_{от}$ – тепловой поток для отопления помещения, Вт;
$t_{пв}$ – температура подогретого воздуха, °С, подаваемого в помещение, определяется расчетом.

Расход воздуха $Q_{раб}$ от периодически работающих вентиляционных систем с номинальной производительностью $m_в$, м^3/ч, приводится исходя из n, мин, прерываемой работы системы в течение 1 ч по формуле

$$Q_{вот} = \frac{m_в n'}{60Q_{вот}}. \quad (4.141)$$

Температуру приточного воздуха, подаваемого системами вентиляции с искусственным побуждением и системами кондиционирования воздуха, $t_п$ °С, *следует определять* по формулам:

а) при необработанном наружном воздухе:

$$t_п = t_{нар} + 0,001p, \quad (4.142)$$

где p – полное давление вентилятора, Па;
$t_{нар}$ – температура наружного воздуха, °С.

б) при наружном воздухе, охлажденном циркулирующей водой по адиабатному циклу, снижающем его температуру на Δt_1 °С:

$$t_п = t_{нар} - \Delta t_1 + 0,001p, \quad (4.143)$$

в) при необработанном наружном воздухе (см. формулу 4.142) и местном доувлажнении воздуха в помещении, снижающем его температуру на Δt_2 °С :

$$t_п = t_{нар} - \Delta t_2 + 0,001p, \quad (4.144)$$

г) при наружном воздухе, охлажденном циркулирующей водой (см. формулу 4.143), и местном доувлажнении (см. формулу 4.144):

$$t_п = t_{нар} - \Delta t_1 - \Delta t_2 + 0,001p, \quad (4.145)$$

д) при наружном воздухе, нагретом в воздухонагревателе, повышающем его температуру на Δt_3 °С:

$$t_п = t_{нар} + \Delta t_3 + 0,001p. \quad (4.146)$$

Расход наружного воздуха в помещении следует определять по расходу воздуха, удаляемого наружу системами вытяжной вентиляции и технологическим оборудованием, с учетом нормируемого дисбаланса, но не менее расхода, требуемого по табл. 4.77.

В тамбуры-шлюзы помещений категорий А и Б с выделением газов или паров, а также помещений с выделением вредных газов или паров 1-го и 2-го классов опасности следует предусматривать подачу наружного воздуха.

Системы от круглосуточной и круглогодичной подачи наружного воздуха в один тамбур-шлюз или группу тамбуров-шлюзов помещений категорий А и Б следует проектировать отдельными от систем другого назначения, предусматривая резервный вентилятор.

Подачу воздуха в тамбур-шлюз одного помещения или в тамбуры-шлюзы группы помещений категории А или Б и в тамбур-шлюз помещения для вентиляционного оборудования категории А или Б допускается проектировать от приточной системы, предназначенной для данных помещений, или от системы (без рециркуляции), обслуживающей помещения категорий В, Г и Д, предусматривая: резервный вентилятор на требуемый воздухообмен для тамбуров-шлюзов и автоматическое отключение притока воздуха в помещения категорий А, Б, В, Г или Д при возникновении пожара.

Системы для подачи воздуха в тамбуры-шлюзы другого назначения следует, как правило, предусматривать общими с системами помещений, защищаемых этими тамбурами-шлюзами.

Расход воздуха, подаваемого в тамбуры-шлюзы следует принимать из расчета создания и поддержания в них избыточного давления 20 Па (при закрытых дверях) по отношению к давлению в помещении, для которого предназначен тамбур-шлюз, учитывая разность давления между помещениями, разделяемыми тамбуром-шлюзом. Расход воздуха, подаваемого в тамбур-шлюз, должен быть не менее 250 м^3/ч. Расход воздуха, подаваемого в машинное отделение лифтов в зданиях категорий А и Б, следует определять расчетом для создания давления на 20 Па выше давления примыкающей части лифтовой шахты. Разность давления воздуха в тамбуре-шлюзе (в машинном отделении лифтов) и примыкающем помещении не должна превышать 50 Па.

Системы вытяжной вентиляции с естественным побуждением для жилых, общественных и административно-бытовых зданий следует рассчитывать на разность удельных весов наружного воздуха температурой 5 °С и температурой внутреннего воздуха при расчетных параметрах для холодного периода года.

Системы вентиляции с естественным побуждением для производственных помещений следует рассчитывать:

а) на разность удельных весов наружного и внутреннего воздуха по расчетным параметрам переходного периода года для всех отапливаемых помещений, а для помещений с избытками теплоты – по расчетным параметрам теплого периода года;

б) на действие ветра скоростью 1 м/с в теплый период года для помещений без избытка теплоты.

Распределение приточного воздуха и удаление воздуха из помещений общественных, административно-бытовых и производственных зданий следует предусматривать с учетом

Справочник по гидравлике

режима использования указанных помещений в течение суток или года, а также с учетом переменных поступлений теплоты, влаги и вредных веществ.

Удаление воздуха из помещений системами вентиляции следует предусматривать из зон, в которых воздух наиболее загрязнен или имеет наиболее высокую температуру или энтальпию. При выделении пылей и аэрозолей удаление воздуха системами общеобменной вентиляции следует предусматривать из нижней зоны.

Приемные устройства рециркуляционного воздуха следует размещать, как правило, в рабочей или обслуживаемой зоне помещения.

В производственных помещениях с выделениями вредных или горючих газов или паров следует удалять загрязненный воздух из верхней зоны не менее однократного воздухообмена в 1 ч, а в помещениях высотой более 6 м – не менее 6 $м^3$/ч на 1 $м^2$ помещения.

Системы местных отсосов следует проектировать так, чтобы концентрация удаляемых горючих газов, паров, аэрозолей и пыли в воздухе не превышала 50% нижнего концентрационного предела распространения пламени при температуре удаляемой смеси.

Системы местных отсосов от технологического оборудования следует предусматривать отдельными для веществ, соединение которых может образовать взрывоопасную смесь или создать более опасные и вредные вещества. В технологической части проекта должна быть указана возможность объединения местных отсосов горючих и вредных веществ в общие системы.

Системы местных отсосов вредных веществ 1-го и 2-го классов опасности следует предусматривать с одним резервным вентилятором для каждой системы или для двух систем, если при остановке вентилятора не может быть установлено технологическое оборудование и концентрация вредных веществ в помещении превысит ПДК в течение рабочей смены.

Резервный вентилятор допускается не предусматривать, если снижение концентрации вредных веществ до ПДК может быть достигнуто предусмотренной аварийной вентиляцией, автоматически включаемой при образовании в воздухе рабочей зоны помещения концентраций вредных веществ, превышающих ПДК, а также концентрации горючих веществ в воздухе помещения, превышающих 10% НКПРП газо-, паро-, пылевоздушной смеси.

Расход приточного воздуха в теплый период года для помещений с избытком теплоты следует определять, предусматривая, как правило:

а) прямое или косвенное испарительное охлаждение наружного воздуха;

б) доувлажнение воздуха в помещениях, в которых по условиям выполнения работ требуется высокая влажность воздуха.

Рециркуляцию воздуха следует предусматривать, как правило, с переменным расходом в зависимости от изменения параметров наружного воздуха.

Рециркуляция воздуха не допускается:

а) из помещений, в которых максимальный расход наружного воздуха определяется массой выделяемых вредных веществ 1-го и 2-го классов опасности;

б) из помещений, в воздухе которых имеются болезнетворные бактерии и грибки в концентрациях, превышающих нормы, устанавливаемые Госкомсанэпиднадзором России, или резко выраженные неприятные запахи;

в) из помещений, в которых имеются вредные вещества, возгоняемые при соприкосновении с нагретыми поверхностями воздухонагревателей, если перед воздухонагревателем не предусмотрена очистка воздуха;

г) из помещений категорий А и Б (кроме воздушных и воздушно-тепловых завес у наружных ворот и дверей);

д) из 5-метровых зон вокруг оборудования, расположенного в помещениях категорий В, Г и Д, если в этих зонах могут образовываться взрывоопасные смеси из горючих газов, паров, аэрозолей с воздухом;

е) из систем местных отсосов вредных веществ и взрывоопасных смесей с воздухом;

ж) из тамбуров-шлюзов.

Рециркуляция воздуха допускается из систем местных отсосов пылевоздушных смесей (кроме взрывоопасных пылевоздушных смесей) после их очистки от пыли.

В лабораторных помещениях научно-исследовательского назначения, в которых могут производиться работы с вредными или горючими газами, парами и аэрозолями, рециркуляция воздуха не допускается.

Рециркуляция воздуха ограничивается:

а) пределами одной квартиры, номера в гостинице или дома, занимаемого одной семьей;

б) пределами одного или нескольких помещений, в которых выделяются одинаковые вредные вещества 1-го и 2-го классов опасности, кроме помещений, в которых максимальный расход наружного воздуха определяется массой выделяемых вредных веществ 1-го и 2-го классов опасности.

Для помещений категорий А и Б, а также для производственных помещений, в которых выделяются вредные вещества или резко выраженные неприятные запахи, следует предусматривать отрицательный дисбаланс, кроме “чистых” помещений, в которых необходимо поддерживать избыточное давление воздуха.

Для помещений с кондиционированием воздуха следует предусматривать положительный дисбаланс, если в них отсутствуют выделения вредных и взрывоопасных газов, паров и аэрозолей или резко выраженных неприятных запахов.

Расход воздуха для обеспечения дисбаланса при отсутствии тамбура-шлюза определяется из расчета создания разности давления не менее 10 Па по отношению к давлению в защищаемом помещении (при закрытых дверях), но не менее 100 $м^3$/ч на каждую дверь защищаемого помещения. При наличии тамбура-шлюза расход воздуха для обеспечения дисбаланса принимается равным расходу, подаваемому в тамбур-шлюз.

В общественных, административно-бытовых и производственных зданиях, оборудованных системами с искусственным побуждением, в холодный период года следует, как правило, обеспечивать баланс между расходом приточного и вытяжного воздуха.

В производственных зданиях в холодный период года допускается при технико-экономическом обосновании отрицательный дисбаланс в объеме не более однократного воздухообмена в 1 ч в помещениях высотой 6 м и менее и из расчета 6 $м^3$/ч на 1 $м^2$ пола в помещениях высотой более 6 м.

Справочник по гидравлике

В общественных и административно-бытовых зданиях (кроме зданий с влажным и мокрым режимами) в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 40 °С и ниже (параметры Б СНиП 2.04.05–91 см. прил. 4.2) в холодный период года следует обеспечивать положительный дисбаланс в объеме однократного воздухообмена в 1 ч в помещениях высотой 6 м и менее и не более 6 м^3/ч на 1 м^2 пола в помещениях высотой более 6 м.

Системы кондиционирования, предназначенные для круглосуточного и круглогодичного обеспечения требуемых параметров воздуха в помещениях, следует предусматривать не менее чем с двумя кондиционерами. При выходе из строя одного из кондиционеров необходимо обеспечить не менее 50% требуемого воздухообмена и заданную температуру в холодный период года; при наличии технологических требований к постоянству заданных параметров в помещении следует предусматривать установку резервных кондиционеров или вентиляторов, насосов для поддержания требуемых параметров воздуха.

Исключение взрывоопасных концентраций в системах вентиляции

Исключение образования взрывоопасных концентраций в самой системе вентиляции обеспечивается правильным размещением приемных отверстий, расчетным воздухообменом, наличием обратных клапанов в системах и т.п.

На поэтажных сборных воздуховодах в местах присоединения их к вертикальному или горизонтальному коллектору должны устанавливаться огнезадерживающие клапаны для общественных и административно-бытовых помещений, воздушные затворы для помещений жилых, общественных и административно-бытовых многоэтажных зданий, а также для производственных помещений категории Г и Д.

Пылеуловители для сухой очистки взрывоопасной пылевоздушной смеси следует размещать вне производственных зданий открыто на расстоянии не менее 10 м от стен или в отдельных зданиях, как правило, вместе с вентиляторами.

Пылеуловители для сухой очистки взрывоопасной пылевоздушной смеси без устройств для непрерывного удаления уловленной пыли при расходе воздуха 15 тыс. м^3/ч и менее и массе пыли в бункерах и емкостях вместимостью 60 кг и менее, а также с устройством для непрерывного удаления уловленной пыли допускается размещать вместе с вентиляторами в отдельных помещениях для вентиляционного оборудования производственных зданий (кроме подвалов).

Пылеуловители для сухой очистки пожароопасной пылевоздушной смеси следует размещать:

а) вне зданий I и II степеней огнестойкости непосредственно у стен, если по всей высоте здания на расстоянии не менее 2 м по горизонтали от пылеуловителей отсутствуют оконные проемы или если имеются неоткрывающиеся окна с двойными рамами в металлических переплетах с остеклением из армированного стекла или заполнением из стеклоблоков; при наличии открывающихся окон пылеуловители следует размещать на расстоянии не менее 10 м от стен здания;

б) вне зданий III, IIIа, IIIб, IV, IVа, V степеней огнестойкости на расстоянии не менее 10 м от стен;

в) внутри зданий в отдельных помещениях для вентиляционного оборудования вместе с вентилятором и другими пылеуловителями пожароопасных пылевоздушных смесей; установка таких пылеуловителей допускается в помещениях подвалов при условии механизированного непрерывного удаления горючей пыли или при ручном удалении ее, если масса накапливаемой пыли в бункерах или других закрытых емкостях в подвальном помещении не превышает 200 кг, а также внутри производственных помещений (кроме помещений категорий А и Б) при расходе воздуха не более 15 тыс. м^3/ч, если пылеуловители сблокированы с технологическим оборудованием.

В производственных помещениях допускается установка фильтров для очистки пожароопасной пылевоздушной смеси от горючей пыли, если концентрация пыли в очищенном воздухе, поступающем непосредственно в помещение, где установлен фильтр, не превышает 30% ПДК вредных веществ в воздухе рабочей зоны.

Пылеотстойные камеры для взрыво- и пожароопасной пылевоздушной смеси применять не допускается.

Оборудование, кроме оборудования воздушных и воздушно-тепловых завес с рециркуляцией и без рециркуляции воздуха не допускается размещать в обслуживаемых помещениях:

а) складов категорий А, Б и В;

б) жилых, общественных и административно-бытовых зданий, кроме оборудования с расходом воздуха 10 тыс. м^3/ч и менее.

Оборудование систем аварийной вентиляции и местных отсосов допускается размещать в обслуживаемых ими помещениях.

Оборудование систем приточной вентиляции и кондиционирования не следует размещать в помещениях, в которых не допускается рециркуляция воздуха.

Оборудование систем помещений категорий А и Б, а также оборудование систем местных отсосов взрывоопасных смесей не допускается размещать в помещениях подвалов.

Фильтры первой ступени очистки приточного воздуха от пыли следует, как правило, размещать до воздухонагревателей фильтры дополнительной очистки – перед выпуском воздуха в помещение.

Масляные фильтры для очистки приточного воздуха следует размещать после воздухонагревателей в местностях с расчетной температурой наружного воздуха минус 25 °С и ниже (параметры Б СНиП 2.04.05-91 см. прил. 4.2).

Оборудование систем приточной вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления (далее – оборудование приточных систем), обслуживающих помещения категорий А и Б, не допускается размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием вытяжных систем, а также приточно-вытяжных систем с рециркуляцией воздуха или воздухо-воздушными теплоутилизаторами.

На воздуховодах приточных систем, обслуживающих помещения категорий А и Б, включая комнаты администрации, отдыха и обогрева работающих, расположенные в этих помещениях, следует предусматривать взрывозащищенные обратные клапаны в местах пересечения с воздуховодами ограждений помещений для вентиляционного оборудования.

Оборудование приточных систем с рециркуляцией воздуха, обслуживающих помещения категории В, не допуска-

Справочник по гидравлике

ется размещать в общих помещениях для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием систем для помещений других категорий взрывопожарной опасности.

Оборудование приточных систем, обслуживающих жилые помещения, не допускается размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием приточных систем, обслуживающих помещения для бытового обслуживания населения, а также с оборудованием вытяжных систем.

Оборудование вытяжных систем, удаляющих воздух с резким или неприятным запахом (из уборных, курительных комнат и др.) не допускается размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием для приточных систем.

Оборудование вытяжных систем общеобменной вентиляции, обслуживающих помещения категорий А и Б, не следует размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием для других систем. Оборудование вытяжных систем общеобменной вентиляции для помещений категорий А и Б допускается размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием систем местных отсосов взрывоопасных смесей без пылеуловителей или с мокрыми пылеуловителями, если в воздуховодах исключены отложения горючих веществ. Оборудование вытяжных систем из помещений категории В не следует размещать в общем помещении с оборудованием вытяжных систем из помещений категории Г.

Оборудование систем местных отсосов взрывоопасных смесей не следует размещать вместе с оборудованием других систем в общем помещении для вентиляционного оборудования, кроме случаев, указанных в предыдущем абзаце.

Помещения с разной категорией по взрывопожарной и пожарной опасности следует разделять противопожарными преградами. Помещения категорий А, Б и В следует отделять одно от другого, а также от помещений категорий Г и Д и коридоров противопожарными перегородками и противопожарными перекрытиями следующих типов:

в зданиях I степени огнестойкости – противопожарными перегородками 1-го типа, противопожарными перекрытиями (междуэтажными и над подвалом) 2-го типа;

в зданиях II, III и IIIб степеней огнестойкости – противопожарными перегородками 1-го типа, в зданиях IIIа степени огнестойкости – 2-го типа, в зданиях IVа степени огнестойкости: помещения категории В – противопожарными перегородками 2-го типа, противопожарными перекрытиями (междуэтажными и над подвалом) 3-го типа;

в одноэтажных зданиях IVа степени огнестойкости допускается размещать помещения категорий А и Б общей площадью не более 300 м^2; при этом указанные помещения должны выделяться противопожарными перегородками 1-го типа и перекрытиями 3-го типа; наружные стены этих помещений должны выполняться из негорючих или трудногорючих материалов; допускается проектировать одноэтажные мобильные здания IVа степени огнестойкости категорий А и Б площадью не более 75 м^2;

в зданиях IV степени огнестойкости – противопожарными перекрытиями 3-го типа над подвалом.

Воздухо-воздушные теплоутилизаторы следует размещать в помещениях для вентиляционного оборудования приточных систем.

На воздуховодах систем общеобменной вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования необходимо предусматривать в целях предотвращения проникания в помещение продуктов горения (дыма) во время пожара следующие устройства:

а) огнезадерживающие клапаны – на поэтажных сборных воздуховодах в местах присоединения их к вертикальному коллектору для общественных и административно-бытовых и производственных помещений категории Г;

б) воздушные затворы – на поэтажных сборных воздуховодах в местах присоединения их к вертикальному или горизонтальному коллектору для помещений жилых, общественных и административно-бытовых (кроме санузлов, умывальных, душевых, бань) в многоэтажных зданиях, а также для производственных помещений категории Г.

К каждому горизонтальному коллектору не следует присоединять более пяти поэтажных воздуховодов с последовательно расположенных этажей;

в) огнезадерживающие клапаны – на воздуховодах, обслуживающих помещения категорий А, Б или В, в местах пересечения воздуховодами противопожарной преграды или перекрытия;

г) огнезадерживающий клапан – на каждом транзитном сборном воздуховоде (на расстоянии не более 1 м от ближайшего к вентилятору ответвления), обслуживающем группу помещений (кроме складов) одной из категорий А, Б или В общей площадью не более 300 м^2 в пределах одного этажа с выходами в общий коридор;

д) обратные клапаны – на отдельных воздуховодах для каждого помещения категорий А, Б или В в местах присоединения их к сборному воздуховоду или коллектору.

Примечания: 1. Огнезадерживающие клапаны, указанные в подпунктах «а» и «в» следует устанавливать в преграде, непосредственно у преграды с любой стороны или за ее пределами, обеспечивая на участке воздуховода от преграды до клапана предел огнестойкости, равный пределу огнестойкости преграды.

2. Если по техническим причинам установить клапаны или воздушные затворы невозможно, то объединять воздуховоды из разных помещений в одну систему не следует, в таком случае для каждого помещения необходимо предусмотреть отдельные системы без клапанов или воздушных затворов.

3. Воздуховоды систем местных отсосов взрыво- и пожароопасных смесей следует проектировать в соответствии с подпунктами «в» или «д».

4. Допускается предусматривать объединение теплым чердаком воздуховодов общеобменной вытяжной вентиляции жилых, общественных и административно-бытовых зданий, кроме воздуховодов для зданий лечебно-профилактического назначения.

5. Не допускается применение вертикальных коллекторов в зданиях лечебно-профилактического назначения.

Воздуховоды из негорючих материалов следует проектировать:

а) для систем местных отсосов взрывоопасных и пожароопасных смесей, аварийной системы и систем, транспортирующих воздух температурой 80 °С и выше по всей их протяженности;

б) для транзитных участков или коллекторов систем общеобменной вентиляции, кондиционирования воздуха и

Справочник по гидравлике

воздушного отопления жилых, общественных, административно-бытовых и производственных зданий;

в) для прокладки в пределах помещений для вентиляционного оборудования, а также в технических этажах, чердаках и подвалах.

Для помещений общественных и административно-бытовых зданий, а также для помещений категорий В (кроме складов), Г и Д допускается проектировать транзитные воздуховоды из негорючих материалов с ненормируемым пределом огнестойкости, предусматривая установку огнезадерживающих клапанов при пересечении воздуховодами перекрытия с нормируемым пределом огнестойкости 0,25 ч и более или каждой противопожарной преграды с нормируемым пределом огнестойкости 0,75 ч и более.

Транзитные воздуховоды и коллекторы систем любого назначения допускается проектировать:

а) из трудногорючих и горючих материалов при условии прокладки каждого воздуховода в отдельной шахте, кожухе или гильзе из негорючих материалов с пределом огнестойкости 0,5 ч;

б) из негорючих материалов с пределом огнестойкости ниже нормируемого, но не ниже 0,25 ч для воздуховодов, а также коллекторов при условии прокладки воздуховодов и коллекторов в общих шахтах и других ограждениях из негорючих материалов с пределом огнестойкости 0,5 ч.

Воздуховоды из трудногорючих материалов допускается предусматривать в одноэтажных зданиях для жилых, общественных и административно-бытовых и производственных помещений категории Д, кроме систем местных отсосов взрывоопасных и пожароопасных смесей, аварийной системы и систем, транспортирующих воздух с температурой 80 °С и выше по всей их протяженности, и помещений с массовым пребыванием людей.

Воздуховоды из горючих материалов допускается предусматривать в пределах обслуживаемых помещений, кроме воздуховодов, выполняемых из негорючих материалов. Гибкие вставки и отводы из горючих материалов в воздуховодах систем, обслуживающих и проходящих через помещения категории Д, допускается проектировать, если длина их составляет не более 10% длины воздуховодов из трудногорючих материалов и не более 5 % – для воздуховодов из негорючих материалов. Гибкие вставки у вентиляторов, кроме систем местных отсосов взрывоопасных и пожароопасных смесей, аварийной системы и систем, транспортирующих воздух температурой 80 °С и выше по всей их протяженности, допускается проектировать из горючих материалов.

Транзитные воздуховоды для систем тамбуров-шлюзов при помещениях категорий А и Б, а также систем местных отсосов взрывоопасных смесей следует проектировать с пределом огнестойкости 0,5 ч.

Огнезадерживающие клапаны, устанавливаемые в отверстиях и в воздуховодах, пересекающих перекрытия и противопожарные преграды, следует предусматривать с пределом огнестойкости:

1 ч – при нормируемом пределе огнестойкости перекрытия или преграды – 1 ч и более;

0,5 ч – при нормируемом пределе огнестойкости перекрытия или преграды – 0,75 ч;

0,25 ч – при нормируемом пределе огнестойкости перекрытия или преграды – 0,25 ч.

В других случаях огнезадерживающие клапаны следует предусматривать не менее предела огнестойкости воздуховода, для которого они предназначены, но не менее 0,25 ч.

Исключение источников зажигания

Для исключения источников зажигания в системах вентиляции строительными нормами и правилами предусматривается исполнение вентиляционного оборудования во взрывозащищенном или пожаробезопасном исполнении, запрещение использования одной системы для отсоса веществ, вступающих друг с другом в реакцию с выделением тепла, своевременная очистка от отложений и т.п.

Оборудование во взрывозащищенном исполнении следует предусматривать:

– если оно размещено в помещениях категории «А» и «Б» или в воздуховодах систем, обслуживающих эти помещения,

– для систем вентиляции помещений категории «А» и «Б»,

– для систем вытяжной общеобменной вентиляции помещений категории «В», «Г» и «Д», удаляющих воздух из 5-метровой зоны взрывоопасной смеси,

– для систем местных отсосов взрывоопасных смесей.

Оборудование в обычном исполнении может применяться для систем местных отсосов, размещаемых в помещениях категории «В», «Г» и «Д», удаляющих паро-газовоздушные смеси, если исключена возможность образования взрывоопасной концентрации смеси, и в системах с эжекторными установками.

Ограничение распространения пожара по вентиляционным системам

Для ограничения распространения пожара по помещениям применяются раздельные и общие системы вентиляции.

Системы вытяжной вентиляции допускается соединять в одну систему для следующих групп помещений, присоединяя к одной группе помещений помещения другой группы площадью не более 200 м^2:

а) жилые и административные или общественные при условии установки огнезадерживающего клапана ,

б) производственные категории «Г» и «Д», административно-бытовые, кроме помещений с массовым пребыванием людей,

в) производственные категорий «А», «Б» или «В» и производственные любых категорий, в том числе склады и кладовые, при условии установки огнезадерживающего клапана.

Исключение распространения огня по вентиляционным системам обеспечивается наличием огнепреградительных устройств, применением негорючих, трудногорючих материалов, огнезащиты транзитных воздуховодов и т.п.

Безопасность систем вентиляции в большей степени зависит от правильного устройства отдельных ее элементов.

Требования к размещению вентиляционного оборудования

При устройстве помещений для вентиляционного оборудования инженерно-технические решения сводятся в основном к тому, чтобы в случае возникновения пожара, взрыва

Справочник по гидравлике

огонь из этого помещения или через это помещение никуда бы не вышел, в связи с этим все строительные решения принимаются по строительным нормам СНиП 2.09.02-91 в зависимости от категории помещения, определяемой по НПБ 105-95 или принимаются как «А» или «Б».

При обслуживании нескольких помещений вентоборудованием категория принимается по наиболее опасному помещению. Независимо от расчета к категории «В» относятся помещения, если применяются масляные фильтры или когда система рециркуляции обслуживает помещения категории «В».

При устройстве вентиляционных воздуховодов в первую очередь материал, из которого они изготавливаются, должен быть негорючим или в крайнем случае трудногорючим. Горючий материал может применяться только в самих вентилируемых помещениях как исключение.

Транзитные воздуховоды должны иметь предел огнестойкости 0,5 часа или 0,25 часа в зависимости от того, какие противопожарные преграды они пересекают. Определенные требования предъявляются к способу прокладки и местам прокладки воздуховодов, к их герметичности.

Противодымная защита при пожаре

Аварийную противодымную вентиляцию для удаления дыма при пожаре следует проектировать для обеспечения эвакуации в начальной стадии пожара.

Удаление дыма следует предусматривать:

– из коридоров и холлов жилых, общественных и административно-бытовых зданий,

– из коридоров производственных и административно-бытовых зданий высотой более 26,5 м,

– из коридоров длиной более 15 м, не имеющих естественного освещения, производственных зданий категории «А», «Б» и «В» с числом этажей 2 и более,

– из каждого производственного или складского помещения без естественного освещения.

Дымоприемные устройства следует размещать на дымовых шахтах под потолком коридора или холла. Длина коридора, обслуживаемая одним дымоприемным устройством, принимается не более 30 м.

Удаление дыма непосредственно из помещений одноэтажных зданий, как правило, следует предусматривать вытяжными системами с естественным побуждением через дымовые шахты с дымовыми клапанами или открываемые незадуваемые фонари.

Из примыкающей к окнам зоны шириной $l \le 15$ м допускается удаление дыма через оконные фрамуги (створки), низ которых находится на уровне не менее чем 2,2 м от пола.

В многоэтажных зданиях, как правило, следует предусматривать вытяжные устройства с искусственным побуждением, допускается предусматривать отдельные для каждого изолированного помещения дымовые шахты с естественным побуждением.

В библиотеках, книгохранилищах, архивах, складах бумаги следует предусматривать вытяжные устройства с искусственным побуждением, принимая средний удельный вес газов 7 Н/м^3 и температуру 220 °С.

При искусственном побуждении к вертикальному коллектору следует присоединять ответвления не более чем от четырех помещений или четырех дымовых зон на каждом этаже.

Расход дыма, удаляемого при пожаре

Расход дыма $G_{кор}$, кг/ч, подлежащий удалению из коридора или холла следует определять по формулам:

а) для жилых зданий

$$G_{кор} = 3420BK_{ств}H^{1,5}, \qquad (4.147)$$

где B – ширина большей из открываемых створок дверей при выходе из коридора или холла к лестничным клеткам или наружу, м;

$K_{ств}$ – коэффициент, зависящий от общей ширины больших створок, открываемых при пожаре из коридора на лестничные клетки или наружу;

H – высота двери, м; при $H > 2,5$ м принимать $H = 2,5$ м;

N – число людей (посетителей), рабочих мест, единиц оборудования;

$$K_1 = (1 + \frac{1}{K_{1пл}^2})^{-0,5}, \qquad (4.148)$$

$$K_2 = (1 + \frac{1}{K_{2пл}^2} + \frac{1}{K_{3пл}^2})^{-0,5}, \qquad (4.149)$$

где $$K_{1пл} = \frac{\sum S'_2}{\sum S_2};\ K_{2пл} = \frac{\sum S'_3}{\sum S_3};\ K_{3пл} = \frac{\sum S''_3}{\sum S_3}; \qquad (4.150)$$

K_3 – коэффициент относительной продолжительности открывания дверей во время эвакуации людей из помещения, определяемый по формулам:

для одинарных дверей:

$$K_3 = 0,03N_{дв} \le 1; \qquad (4.151)$$

для двойных дверей или при выходе через тамбуры-шлюзы:

$$K_3 = 0,05N_{дв} \le 1, \qquad (4.152)$$

где $N_{дв}$ – среднее число людей, выходящих из помещения через каждую дверь.

Коэффициент K_3 следует принимать: не менее 0,8 – при одной двери; 0,7 – при двух дверях; 0,6 – при трех; 0,5 – при четырех и 0,4 – при пяти и большем числе дверей в помещении.

Эквивалентная площадь дверей эвакуационных выходов $\Sigma S_{экв}$ из помещения определяется для местностей с расчетной скоростью ветра:

а) 1 м/с и менее – суммарно для всех выходов;

б) более 1 м/с – отдельно для выходов из дверей со стороны фасада (наибольшей эквивалентной площадью, которая рассматривается как площадь выходов на наветренный фасад) и суммарно для всех остальных выходов.

Расход дыма, кг/ч, удаляемого из коридора или холла, при отсутствии коридора следует определять по расчету принимая удельный вес дыма 6 Н/м^3 его температуру 300 °С и поступление воздуха в коридор через открытые двери на лестничную клетку или наружу.

При двустворчатых дверях следует принимать в расчет (здесь и далее) открывание большей створки.

Удаление дыма из коридоров или холлов следует проектировать отдельными системами с искусственным побуждением. При определении расхода дыма следует учитывать:

Справочник по гидравлике

а) подсос воздуха через неплотности дымовых шахт, каналов и воздуховодов из листовой стали, а при изготовлении из других материалов – по расчету;

б) подсос воздуха $m_в$, кг/ч, через неплотности закрытых дымовых клапанов по данным заводов-изготовителей, но не более чем по формуле

$$m_в = 40,3(S_{кл}\Delta p)^{0,5} n_{кл}, \qquad (4.153)$$

где $S_{кл}$ – площадь проходного сечения клапана м^2;

Δp – разность давлений по обе стороны клапана, Па;

$n_{кл}$ – число закрытых клапанов в системе при пожаре.

К вытяжной системе коридора или холла допускается присоединять не более двух дымоприемников на одном этаже.

Время $T_д$, с, заполнения дымом помещения или резервуара дыма, следует определять по формуле

$$T_д = 6,39 S_{пом}(H_{уров}^{-0,5} - H_{пом}^{-0,5}) / П_{оп}, \qquad (4.154)$$

где $S_{пом}$ – площадь помещения или резервуара дыма, м^2;

$H_{уров}$ – уровень нижней границы дыма, принимаемый для помещений 2,5 м, а для резервуаров дыма — как высота, от нижней кромки завес до пола помещения, м;

$H_{пом}$ – высота помещения, м;

$П_{оп}$ – периметр очага пожара, определяемый по расчету, м.

Для противодымной защиты следует предусматривать:

а) установку радиальных вентиляторов с электродвигателем на одном валу (в том числе радиальных крышных вентиляторов) в исполнении, соответствующем категории обслуживаемого помещения, без мягких вставок – при удалении дыма во время пожара. Допускаются применение мягких вставок из негорючих материалов, а также установка радиальных вентиляторов на клиноременной передаче или на муфте, охлаждаемых воздухом;

б) воздуховоды и шахты из негорючих материалов с пределом огнестойкости не менее 0,75 ч – при удалении дыма непосредственно из помещения, 0,5 ч – из коридоров или холлов, 0,25 ч – при удалении газов после пожара;

в) дымовые клапаны из негорючих материалов, автоматически открывающиеся при пожаре, с пределом огнестойкости 0,5 ч – при удалении дыма из коридоров, холлов и помещений и 0,25 ч – при удалении газов и дыма после пожара. Допускается применять дымовые клапаны с ненормируемым пределом огнестойкости для систем, обслуживающих одно помещение.

Дымоприемные устройства следует размещать возможно более равномерно по площади помещения, дымовой зоны или резервуара дыма. Площадь, обслуживаемую одним дымоприемным устройством, следует принимать не более 900 м^2;

г) выброс дыма в атмосферу на высоте не менее 2 м от кровли из горючих или трудногорючих материалов. Допускается выброс дыма на меньшей высоте с защитой кровли негорючими материалами на расстоянии не менее 2 м от края выбросного отверстия. Над шахтами при естественном побуждении воздуха следует предусматривать установку дефлекторов. Выброс дыма в системах с искусственным побуждением следует предусматривать через трубы без зонтов;

д) установку обратных клапанов у вентилятора. Допускается не предусматривать установку обратных клапанов, если в обслуживаемом производственном помещении имеются избытки теплоты более 20 Вт/м^3 (при переходных условиях).

Выброс дыма из шахт, отводящих дым из нижележащих этажей и подвалов, допускается предусматривать в аэрируемые пролеты плавильных, литейных, прокатных и других горячих цехов. При этом устье шахт следует размещать на уровне не менее 6 м от пола аэрируемого пролета, на расстоянии не менее 3 м по вертикали и 1 м – по горизонтали от строительных конструкций зданий или на уровне не менее 3 м от пола при устройстве дренажного орошения устья дымовых шахт. Дымовые клапаны на этих шахтах устанавливать не следует.

Вентиляторы для удаления дыма следует размещать в отдельных от других систем помещениях с противопожарными перегородками 1-го типа.

В помещениях для вытяжного оборудования противодымной защиты следует предусматривать вентиляцию, обеспечивающую при пожаре температуру воздуха, не превышающую 60 °С в теплый период года (параметры Б СНиП 2.04.05–91 см. прил. 4.2).

Допускается размещение вентиляторов вытяжных систем на кровле и снаружи здания (кроме районов с расчетной температурой наружного воздуха минус 40 °С и ниже – параметры Б СНиП 2.04.05-91 см. прил. 4.2). Устанавливаемые снаружи вентиляторы (кроме «крышных») должны быть ограждены, как правило, сеткой от посторонних лиц.

Удаление газов и дыма после пожара из помещений, защищаемых установками газового пожаротушения, следует предусматривать с искусственным побуждением из нижней зоны помещений.

В местах пересечения воздуховодами (кроме транзитных) ограждения помещения, обсуживаемого газовым пожаротушением, следует предусматривать огнезадерживающие клапаны с пределом огнестойкости не менее 0,25 ч.

Подачу наружного воздуха при пожаре для противодымной защиты зданий следует предусматривать:

а) в лифтовые шахты при отсутствии у выхода из них тамбуров-шлюзов в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками;

б) в незадымляемые лестничные клетки 2-го типа;

в) в тамбуры-шлюзы при незадымляемых лестничных клетках 3-го типа;

г) в тамбуры-шлюзы перед лифтами в подвальном этаже общественных, административно-бытовых и производственных зданий;

д) в тамбуры-шлюзы перед лестницами в подвальных этажах с помещениями категории В.

В плавильных, литейных, прокатных и других горячих цехах в тамбуры-шлюзы допускается подавать воздух, забираемый из аэрируемых пролетов здания;

е) В машинные помещения лифтов в зданиях категорий А и Б, кроме лифтовых шахт, в которых при пожаре поддерживается избыточное давление воздуха.

Расход наружного воздуха для противодымной защиты следует рассчитывать на обеспечение давления воздуха не менее 20 Па:

а) в нижней части лифтовых шахт при закрытых дверях в лифтовых шахтах на всех этажах (кроме нижнего);

б) в нижней части каждого отсека незадымляемых лестничных клеток 2-го типа при открытых дверях на пути эвакуации из коридоров и холлов на этаже пожара в лестничную клетку и из здания наружу при закрытых дверях из коридоров и холлов на всех остальных этажах;

Справочник по гидравлике

в) в тамбурах-шлюзах на этаже пожара в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками 3-го типа при одной открытой двери в коридор или холл, в тамбурах-шлюзах перед лифтами в подвальных этажах при закрытых дверях, а также в тамбуры-шлюзы в подвальных этажах при открытой двери в подвальный этаж.

Расход воздуха, подаваемый в тамбуры-шлюзы, работающие при пожаре с одной открытой дверью в коридор, холл или подвальный этаж, следует определять расчетом или по скорости 1,3 м/с в проеме двери.

При расчете противодымной зашиты следует принимать:

а) температуру наружного воздуха и скорость ветра для холодного периода года (параметры Б СНиП 2.04.05–91 см. прил. 4.2). Если скорость ветра в теплый период года больше, чем в холодный, расчеты должны быть проверены на теплый период года (параметры Б СНиП 2.04.05–91 см. прил. 4.2). Скорость ветра в холодный и теплый периоды года следует принимать не более 5 м/с;

б) направление ветра на фасад, противоположный эвакуационному выходу из здания;

в) избыточное давление в шахтах лифтов в незадымляемых лестничных клетках 2-го типа и в тамбурах-шлюзах – по отношению к давлению наружного воздуха на наветренной стороне здания;

г) давление на закрытые двери на путях эвакуации не более 150 Па;

д) площадь одной большой створки при двустворчатых дверях.

Кабины лифтов должны находиться на нижнем этаже, а двери в лифтовую шахту на этом этаже должны быть открытыми.

Для противодымной защиты следует предусматривать:

а) установку радиальных или осевых вентиляторов в отдельных помещениях от вентиляторов другого назначения с противопожарными перегородками 1-го типа. Допускается размещать вентиляторы на кровле и снаружи зданий, кроме районов с температурой наружного воздуха минус 40 °С и ниже (параметры Б СНиП 2.04.05–91 см. прил. 4.2) с ограждениями для защиты от доступа посторонних лиц;

б) воздуховоды из негорючих материалов с пределом огнестойкости 0,5 ч;

в) установку обратного клапана у вентилятора. Обратный клапан допускается не устанавливать, если в обслуживаемом производственном здании имеются избытки теплоты 20 Вт/м^3 и более (при переходных условиях);

г) приемные отверстия для наружного воздуха, размещаемые на расстоянии не менее 5 м от выбросов дыма.

Справочник по гидравлике

ПРИЛОЖЕНИЯ К РАЗДЕЛУ 4

4.1. ГОСТЫ ПО ВЕНТИЛЯЦИИ И ВЕНТИЛЯЦИОННОМУ ОБОРУДОВАНИЮ (см. CD)

4.2. НОРМАТИВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ ПО ВЕНТИЛЯЦИИ И ВЕНТИЛЯЦИОННОМУ ОБОРУДОВАНИЮ (см. CD)

4.3. КАТАЛОГ ВЕНТИЛЯТОРОВ ОБЩЕГО И СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Общие сведения по комплектации и условиям работы вентиляторов

Аэродинамические параметры и характеристики вентиляторов приведены для нормальных условий (плотность 1,2 кг/м^3, барометрическое давление 101,34 кПа, температура плюс 20 °С и относительная влажность 50%).

Для вентиляторов, перемещающих воздух и газ, который имеет плотность, отличающуюся от 1,2 кг/м^3, аэродинамические характеристики должны пересчитываться по ГОСТ 10616–90.

В данном каталоге приведена комплектация вентиляторов двигателями обычного исполнения серий 4А, АИР и взрывозащищенными серий В, АИМ.

Вентиляторы, индексы которых содержат обозначения «Ж» или «Ж2», предназначены для перемещения газовоздушных сред с температурой до 200 °С, остальные – до 80 °С. Для них на графике аэродинамической характеристики даны дополнительные шкалы, соответствующие разным температурам.

Конструктивные исполнения радиальных вентиляторов даны по ГОСТ 5976–90.

Конструктивные исполнения осевых вентиляторов – по ГОСТ 11442–90.

Конструктивные исполнения крышных вентиляторов – по ГОСТ 24814–81.

Категории размещения – по ГОСТ 15150–90.

Среднее квадратическое значение виброскорости от внешних источников в местах установки вентиляторов не должно превышать 2 мм/с.

Завод оставляет за собой право:

– вносить конструктивные изменения, не ухудшающие аэродинамические и шумовые характеристики изделий;

– комплектовать вентиляторы другими типами двигателей, имеющих аналогичные технические характеристики.

Перерасчет аэродинамических характеристик

При перерасчете аэродинамических характеристик в интервале температур от минус 40 °С до плюс 200 °С применять следующие зависимости:

а) плотность воздуха при температуре t °С:

$\rho = \rho_н \frac{293}{273+t}$ кг/м^3, где $\rho_н = 1,2$ кг/м^3 – плотность воздуха для нормальных условий при $t = 20$ °С;

б) давления p_v и p_{dv} пропорциональны плотности воздуха.

Условные обозначения

Q – производительность, тыс. м^3/час

η – коэффициент полезного действия, в долях единицы

p_v – полное давление вентилятора, Па

U – окружная скорость рабочего колеса, м/с

p_{dv} – давление динамическое, Па

n – частота вращения рабочего колеса, об/мин

N_y – мощность установочная, кВт

LpA – корректированный уровень звуковой мощности в дБА

Перевод основных параметров

Производительность, Q			Давление, p_v, p_{dv}					Мощность, N		
м^3/с	л/с	м^3/час	Па, Н/м^2	мм вод. ст. кгс/м^2	мм рт. ст.	кгс/см^2, атм	бар	Вт	кВт	л. с.
1	10^3	3600	1	0,102	$7,5 \times 10^{-3}$	$1,02 \times 10^{-5}$	10^{-5}	1	10^{-3}	$1,36 \times 10^{-3}$

Справочник по гидравлике

Замена вентиляторов по аэродинамическим характеристикам

Требуемый вентилятор	Вентилятор, предлагаемый для замены
В-Ц14-46 В Р-15-45	ВР-300-45
В-Ц4-75 ВР-80-75	ВР-86-77
В-Ц4-70	ВР-80-70
ВР 12-26-2,5	В.Ц5-35-3,55
ВР6-28 ВВД	ВР 132-30
ВЦП7-40 ВЦП6-45 ВЦП5-45	ВР 100-45
ВЦПВ	ВР6
В-06-300 ВО-12-330	ВО-14-320
ВКР-4	ВКРМ-4-01
ВКР-5	ВКРМ-5-03
ВКР-6,3	ВКРМ-6,3-03

Справочник по гидравлике

Исполнения вентиляторов по назначению и материалам

Исполнение	Материал	Условное обозначение	Условное обозначение, применяемое ранее	Максимальная температура перемещаемой среды, °С	Группы взрывоопасной смеси [1]	Классы взрывоопасных зон помещения [2]	Назначение	Примечание
Общего назначения	Углеродистая сталь	–	С	80[3]			Для перемещения воздуха и других невзрывоопасных газопаровоздушных сред, не вызывающих ускоренной коррозии углеродистой стали (скорость коррозии не выше 0,1 мм в год), с содержанием пыли и других твердых примесей не более 0,1 г/м^3 для радиальных вентиляторов и не более 0,01 г/м^3 для осевых вентиляторов, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов	
Теплостойкие	Углеродистая сталь	Ж Ж2	Ж3	200				
Коррозионно-стойкие	Нержавеющая сталь (12×18Н10Т)	К1 К		80			Для перемещения агрессивных невзрывоопасных газопаровоздушных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии стали 12×18Н10Т (скорость коррозии не выше 0,1 мм в год), с содержанием пыли и других твердых примесей не более 0,1 г/м^3, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов	
Коррозионно-стойкие теплостойкие	Нержавеющая сталь (12×18Н10Т)	К1Ж КЖ2	К1ЖЗ	200				
Взрывозащищенные	Углеродистая сталь–латунь	В В1	Р И1	80[3]	Т1–Т4[4] Т1–Т3[5]	В–Ia В–Iб В–IIа[4]	Для перемещения газопаровоздушных взрывоопасных смесей IIA, IIB категорий, не вызывающих ускоренной коррозии углеродистой стали и латуни (скорость коррозии не выше 0,1 мм в год), с содержанием пыли и других твердых примесей не более 0,1 г/м^3 для радиальных вентиляторов и не более 0,01 г/м^3 для осевых вентиляторов, не содержащих взрывчатых и липких веществ и волокнистых материалов	**Не применимы** для перемещения газопылевоздушных смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением
Взрывозащищенные теплостойкие	Углеродистая сталь –латунь	ВЖ В1Ж2	ВЖЗ И1–02	150 200	Т1–Т3 Т1–Т2			
Взрывозащищенные	Алюминиевые сплавы	ВК3 В2	К3	80	Т1–Т4	В–Ia В–Iб В–IIа	Для перемещения газопаровоздушных взрывоопасных смесей IIA, IIB категорий (за исключением взрывоопасных смесей с воздухом коксового газа – IIBT1, окиси пропилена – IIBT2, окиси этилена – IIBT2, формальдегида – IIBT2, этилтрихлорэтилена – IIBT2, этилена – IIBT2, винилтрихлорсилан – IIBT3, этилдихлорсилан – IIBT3) и других смесей по заключению проектных организаций, не содержащих взрывчатых веществ, не вызывающих ускоренной коррозии алюминиевых сплавов (скорость коррозии не выше 0,1 мм в год) с содержанием пыли и других твердых примесей не более 0,1 г/м^3, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов	**Вентиляторы из алюминиевых сплавов не применимы** для перемещения газопаровоздушных смесей, содержащих окислы железа

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы

Исполнение	Материал	Условное обозначение	Условное обозначение, применяемое ранее	Максимальная температура перемещаемой среды, °С	Группы взрывоопасной смеси [1]	Классы взрывоопасных зон помещения [2]	Назначение	Примечание
Взрывозащищенные коррозионностойкие	Нержавеющая сталь (12×18Н10Т) – латунь	ВК1 В4		80	Т1–Т4		Для перемещения газопаровоздушных взрывоопасных смесей IIA, IIB категорий, не содержащих взрывчатых веществ и загрязненных примесями агрессивных газов и паров, в которых скорость коррозии нержавеющей стали и латуни превышает 0,1 мм в год, с содержанием пыли и других твердых примесей не более 0,1 г/м^3 для радиальных вентиляторов и не более 0,01 г/м^3 для осевых вентиляторов, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов	**Не применимы** для перемещения газопаропылевоздушных смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением
Взрывозащищенные коррозионностойкие теплостойкие	Нержавеющая сталь (12×18Н10Т) – латунь	ВК1Ж В4Ж2		150 200	Т1–Т3 Т1–Т2			
Пылевые	Углеродистая сталь	П или без обозначения		80			Для перемещения невзрывоопасных газопаропылевоздушных сред, не вызывающих ускоренной коррозии углеродистой стали (скорость коррозии не выше 0,1 мм в год)	
Пылевые взрывозащищенные	Углеродистая сталь – латунь	ПВ1		80	Т1–Т4	В–Ia В–Iб В–IIa	Для перемещения газопаропылевоздушных взрывоопасных смесей IIA, IIB категорий, не вызывающих ускоренной коррозии углеродистой стали и латуни (скорость коррозии не выше 0,1 мм в год), не содержащих взрывчатых и липких веществ, волокнистых материалов	**Не применимы** для перемещения газопаропылевоздушных смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением
Пылевые взрывозащищенные коррозионностойкие	Нержавеющая сталь (12×18Н10Т) – латунь	ПВ4						

[1] Группы и категории взрывоопасных смесей по ГОСТ 12.1.011–78.
[2] Классы взрывоопасных зон помещений по ПУЭ.
[3] Максимальная температура перемещаемой среды для осевых вентиляторов – плюс 40 °С (для тропического исполнения – плюс 45 °С).
[4] Только для радиальных вентиляторов.
[5] Только для осевых вентиляторов.

Справочник по гидравлике

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ВР-86-77

Общие сведения

- Низкого и среднего давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 13
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

- Замена вентиляторов В-Ц4-75, ВР-80-75 соответствующих типоразмеров
- Системы кондиционирования воздуха
- Системы вентиляции производственных, общественных и жилых зданий
- Другие производственные и санитарно-технические цели

Варианты изготовления

ТУ 4861-0ф38-00270366–96

- Общего назначения из оцинкованной* или углеродистой стали
- Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали
- Коррозионностойкие из нержавеющей стали
- Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали

ТУ 4861-040-00270366–96

- Взрывозащищенные из разнородных металлов
- Взрывозащищенные теплостойкие из разнородных металлов
- Взрывозащищенные из алюминиевых сплавов
- Взрывозащищенные коррозионностойкие из нержавеющей стали
- Взрывозащищенные коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С (до плюс 45 °С для вентиляторов тропического исполнения). Умеренный климат; 2-я и 3-я категории размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения. Ограничения условий эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов см. таблицу на стр. 1023.

* Только для исполнений с относительным диаметром колеса 1.

Справочник по гидравлике

Общего назначения из оцинкованной или углеродистой стали
Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали (Ж)
Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К1)
Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (К1Ж)

Типоразмер вентилятора	Конструкторское исполнение	Относительный диаметр колеса	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
			Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. $м^3$/час	Полное давление Па		Тип	Кол-во
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ВР-86-77-2,5 ВР-86-77-2,5Ж ВР-86-77-2,5К1 ВР-86-77-2,5К1Ж	1	1	АИР56А4	0,12	1350	0,45–0,85	170–110	20,7	ДО38*	4*
			АИР63В2	0,55	2750	0,85–1,75	720–450	22,2		
		0,9	АИР56А4	0,12	1350	0,4–0,8	120–70	20,7		
			АИР63А2	0,37	2750	0,85–1,65	490–300	22,0		
			АИР63В2	0,55	2750	0,85–1,65	490–300	22,0		
		0,95	АИР56А4	0,12	1350	0,44–0,85	150–95	20,7		
			АИР63В2	0,55	2750	0,9–1,75	620–380	22,2		
		1,05	АИР56А4	0,12	1350	0,45–0,85	190–130	20,7		
			АИР71А2	0,75	2750	0,85–1,7	800–540	27,0		
		1,1	АИР56А4	0,12	1350	0,47–0,85	230–170	20,7		
			АИР71А2	0,75	2750	0,9–1,75	960–740	27,0		
ВР-86-77-3,15 ВР-86-77-3,15Ж ВР-86-77-3,15К1 ВР-86-77-3,15К1Ж	1	1	АИР63А4	0,25	1350	0,85–1,84	280–170	30,8	ДО38	4
			АИР80А2	1,5	2850	1,8–4,0	1220–680	38,9		
		0,9	АИР56А4	0,12	1350	0,76–1,15	185–175	30		

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			АИР56В4	0,18	1350	0,76–1,82	185–110	30		
			АИР71В2	1,1	2850	1,65–3,80	830–480	37		
		0,95	АИР56В4	0,18	1350	0,76–1,82	185–110	30		
			АИР80А2	1,5	2850	1,9–3,85	1080–640	40,9		
		1,05	АИР63А4	0,25	1350	0,9–1,9	320–190	29,9		
			АИР80В2	2,2	2850	1,7–4,0	1350–880	40,1		
		1,1	АИР63В4	0,37	1350	0,9–1,95	370–230	29,9		
			АИР80В2	2,2	2850	1,7–4,1	1650–1070	40,1		
ВР-86-77-4 ВР-86-77-4Ж ВР-86-77-4К1 ВР-86-77-4К1Ж		1	АИР63В6	0,25	880	1,4–2,7	210–120	46,2	ДО38	4
			АИР71В4	0,75	1380	2,2–4,1	500–300	51,5	ДО38	
			АИР100L2	5,5	2850	4,3–8,3	2200–1250	72,2	ДО39	
		0,9	АИР63А6	0,18	880	1,2–2,6	140–75	46,2	ДО38	
			АИР71А4	0,55	1380	1,95–4,0	340–190	52	ДО38	
		0,95	АИР63А6	0,18	880	1,4–2,6	175–100	46,3	ДО38	
			АИР71А4	0,55	1380	2,3–4,0	430–250	52,2	ДО38	
			АИР71В4	0,75	1380	2,3–4,0	430–250	52,4	ДО38	
		1,05	АИР63В6	0,25	880	1,3–2,75	230–140	46,6	ДО38	
			АИР71В4	0,75	1380	2,0–4,2	560–330	51,5	ДО38	
			АИР80А4	1,1	1380	2,0–4,2	560–330	54,8	ДО38	
			АИР112М2	7,5	2850	4,3–8,6	2350–1500	89,8	ДО39	
		1,1	АИР71А6	0,37	880	1,3–2,7	270–180	51,6	ДО38	
			АИР80А4	1,1	1380	2,1–4,2	670–440	54,5	ДО38	
			АИР112М2	7,5	2850	4,2–8,8	2850–1800	89,8	ДО39	

* Рекомендуется применять виброизоляторы только при комплектации двигателями на 3000 об/мин.

Общего назначения из углеродистой стали
Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали (Ж)
Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К1)
Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (К1Ж)

Типоразмер вентилятора	Конструкторское исполнение	Относительный диаметр колеса	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
			Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. $м^3$/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ВР-86-77-5 ВР-86-77-5Ж ВР-86-77-5К1 ВР-86-77-5К1Ж	1	1	АИР71В6	0,55	920	2,75–4,1	340–315	92	ДО39	5
			АИР80А6	0,75	920	2,75–5,6	340–215	95		
			АНР90L4	2,2	1420	4,3–8,6	810–500	107		
		0,9	АИР71В6	0,55	920	2,4–5,3	230–140	91		
			АИР80В4	1,5	1420	3,6–8,2	550–340	95		
		0,95	АИР71В6	0,55	920	2,8–5,6	280–170	92		
			АИР80В4	1,5	1420	4,5–5,3	700–680	96		
			АНР90L4	2,2	1420	4,5–8,7	700–400	101		
		1,05	АИР80А6	0,75	920	2,7–5,6	370–270	95		
			АИР100S4	3	1420	4,2–8,5	880–620	107		
		1,1	АИР80В6	1,1	920	3,0–5,7	460–315	97		
			АИР10034	3	1420	4,6–8,8	1100–730	107		
ВР-86-77-6,3 ВР-86-77-6,3Ж ВР-86-77-6,3К1 ВР-86-77-6,3К1Ж	1	1	АИР100L6	2,2	935	5,6–11,3	560–350	162	ДО40	5
			АИР112М4	5,5	1435	8,6–12,0	1320–1250	179		
			АИР132S4	7,5	1435	8,6–17,5	1320–800	200		
		0,9	АИР80В6	1,1	935	4,7–7,3	380–350	144		

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			АНР90L6	1,5	935	4,7–11,0	380–230	148		
			АИР100L4	4	1435	7,2–12,3	885–780	160		
			АИР112М4	5,5	1435	7,2–17,0	885–530	178		
		0,95	АИР90L6	1,5	935	5,8–8,6	470–430	149		
			АНР100L6	2,2	935	5,8–11,5	470–280	161		
			АИР112М4	5,5	1435	9,0–17,5	1130–670	178		
		1,05	АИР100L6	2,2	935	5,4–11,5	610–400	163		
			АИР132S4	7,5	1435	8,3–17,5	1430–940	201		
		1,1	АИР112МА6	3	935	6,2–11,5	750–530	180		
			АИР132М4	11	1435	9,2–17,8	1750–1200	201		
ВР-86-77-8 ВР-86-77-8Ж ВР-86-77-8К1 ВР-86-77-8К1Ж	1	1	АИР13286	5,5	960	12,0–17,0	950–880	277	ДО41	6
			АИР132М6	7,5	960	12,0–23,0	950–580	293		
		0,9	АИР112МВ6	4	960	9,5–17,0	640–570	257		
			АИР132S6	5,5	960	9,5–23,0	640–380	277		
		0,95	АИР132S6	5,5	960	12,5–23,0	800–470	277		
		1,05	АИР132М6	7,5	960	11,0–24,0	1020–720	293		
		1,1	АИР160S6	11	960	13,0–24,0	1280–900	337		

Взрывозащищенные из разнородных металлов (В)
Взрывозащищенные теплостойкие из разнородных металлов (ВЖ)
Взрывозащищенные коррозионностойкие из нержавеющей стали (ВК1)
Взрывозащищенные коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (ВК1Ж)

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Относительный диаметр рабочего колеса	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг
			Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. $м^3$/час	Полное давление, Па	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ВР-86-77-2,5В ВР-86-77-2,5ВЖ ВР-86-77-2,5ВК1 ВР-86-77-2,5ВК1Ж	1	1	АИМ63А4	0,25	1350	0,45–0,85	170–110	31,5
			АИМ63В2	0,55	2750	0,85–1,75	720–440	31,5
		0,9	АИМ63А4	0,25	1350	0,4–0,8	120–70	31,5
			АИМ63А2	0,37	2750	0,85–1,65	490–300	31,5
		0,95	АИМ63А4	0,25	1350	0,44–0,85	150–95	31,5
			АИМ63В2	0,55	2750	0,9–1,75	620–380	31,5
		1,05	АИМ63А4	0,25	1350	0,45–0,85	190–130	31,5
			АИМ71А2	0,75	2750	0,85–1,7	800–540	34,5
		1,1	АИМ63А4	0,25	1350	0,47–0,85	230–170	31,5
			АИМ71А2	0,75	2750	0,9–1,75	960–740	34,5
ВР-86-77-3,15В ВР-86-77-3,15ВЖ ВР-86-77-3,15ВК1 ВР-86-77-3,15ВК1Ж	1	1	АИМ63А4	0,25	1350	0,85–1,84	280–170	40
			АИМ80А2	1,5	2750	1,8–4,0	1220–680	49,5
		0,9	АИМ63А4	0,25	1350	0,76–1,82	185–110	40
			АИМ71В2	1,1	2750	1,55–3,7	800–480	44,7
		0,95	АИМ63А4	0,25	1350	0,76–1,82	185–110	40
			АИМ80А2	1,5	2750	1,9–3,85	1080–640	50,6
		1,05	АИМ63А4	0,25	1350	0,9–1,9	320–190	40
			АИМ80В2	2,2	2750	1,7–4,0	1350–880	52,4
		1,1	АИМ63В4	0,37	1350	0,9–1,9	380–220	39,8
			АИМ80В2	2,2	2750	1,9–4,1	1650–1070	52,4

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9
ВР-86-77-4В ВР-86-77-4ВЖ ВР-86-77-4ВК1 ВР-86-77-4ВК1Ж	1	1	АИМ71А6	0,37	880	1,4–2,7	210–120	59
			АИМ71В4	0,75	1380	2,2–4,1	500–300	59
			АИМ100L2	5,5	2850	4,3–8,3	2200–1250	107
		0,9	АИМ71А6	0,37	880	1,2–2,6	140–75	59
			АИМ71А4	0,55	1380	1,95–4,0	340–190	59
		0,95	АИМ71А6	0,37	880	1,4–2,6	175–100	59
			АИМ71А4	0,55	1380	2,3–4,0	430–250	59
			АИМ71В4	0,75	1380	2,3–4,0	430–250	60
		1,05	АИМ71А6	0,37	880	1,3–2,75	230–140	59
			АИМ71В4	0,75	1380	2,0–4,2	560–330	59
			АИМ80А4	1,1	1380	2,0–4,2	560–330	65
			АИМ112М2	7,5	2850	4,1–8,5	2380–1450	121
		1,1	АИМ71А6	0,37	880	1,3–2,7	270–180	59
			АИМ80А4	1,1	1380	2,1–4,2	670–440	59
			АИМ112М2	7,5	2850	4,4–8,6	2900–1900	121

Взрывозащищенные из алюминиевых сплавов (ВКЗ)

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Относит. диаметр колеса	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора не более, кг
			Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. $м^3$/час	Полное давление, Па	
ВР-86-77-2,5ВКЗ	1	1	АИМ63А4	0,25	1350	0,45–0,85	170–110	25
		1	АИМ63В2	0,55	2750	0,85–1,75	720–450	26
ВР-86-77-3,15ВКЗ	1	1	АИМ63А4	0,25	1350	0,85–1,84	280–170	30
ВР-86-77-4ВКЗ	1	1	АИМ71А6	0,37	880	1,4–2,7	210–120	42
			АИМ71В4	0,75	1380	2,2–4,1	500–300	44
ВР-86-77-5ВКЗ	1	1	АИМ71В6	0,55	920	2,75–4,1	340–315	79
			АИМ80А6	0,75	920	2,75–5,6	340–215	85
ВР-86-77-6,3ВКЗ	1	1	АММ100L6	2,2	935	5,6–11,3	560–350	141
ВР-86-77-8ВКЗ	1	1	АИМ13236	5,5	960	10,5–17,0	950–870	227
			АИМ132М6	7,5	960	10,5–24,0	950–550	254

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц							*LpA*, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ВР-86-77-2,5	1350	61	69	62	60	58	50	41	67
	2750	73	76	84	77	75	73	65	84
ВР-86-77-3,15	1350	68	76	69	67	65	57	48	74
	2850	81	84	92	85	83	81	73	92
ВР-86-77-4	880	68	76	69	67	65	57	46	73
	1380	77	85	78	76	74	66	57	82
	2850	90	93	101	94	92	90	82	101
ВР-86-77-5	920	73	81	71	72	70	62	53	78
	1420	84	92	85	83	81	73	64	89
ВР-86-77-6,3	935	81	89	82	80	73	70	61	86
	1435	92	100	93	91	89	81	72	97
ВР-86-77-8	960	91	99	92	90	88	80	71	96

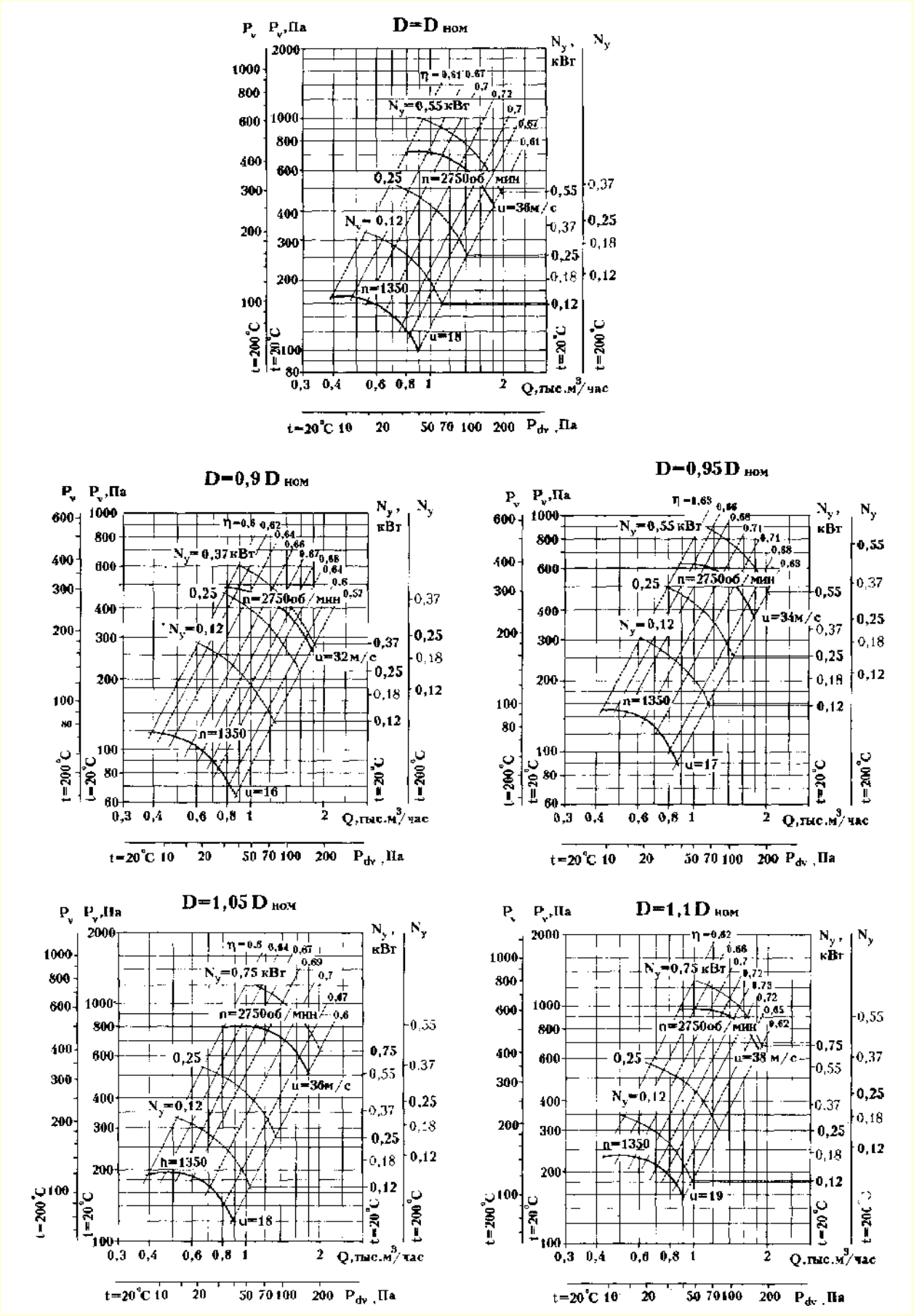
Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора.

На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

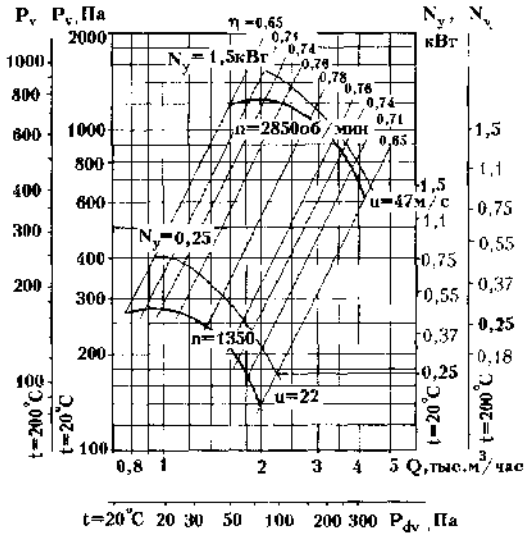
Справочник по гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВР-86-77-2,5
(для асинхронной частоты вращения)

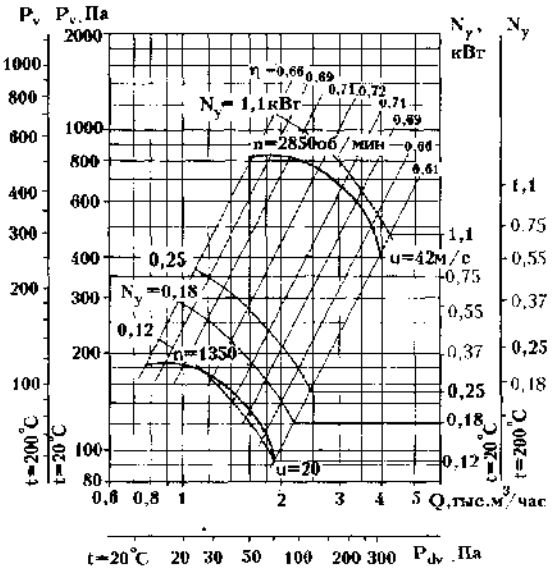


АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВР-86-77-3,15
(для асинхронной частоты вращения)

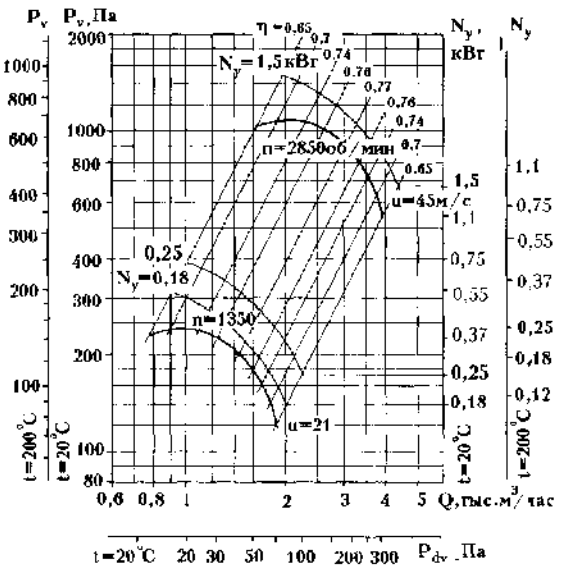
D=D ном



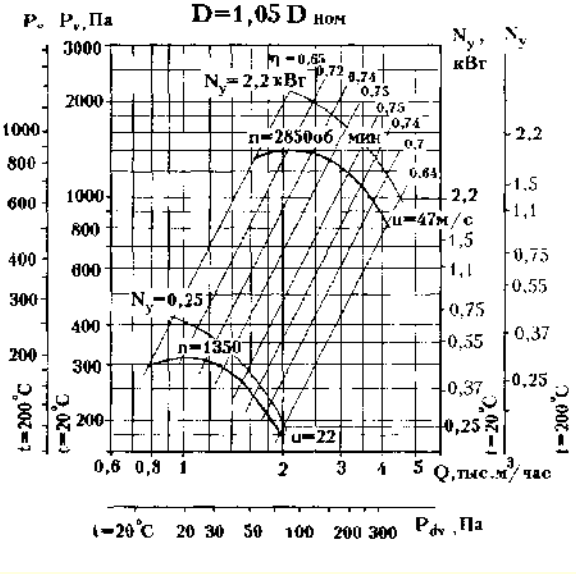
D=0,9 D ном



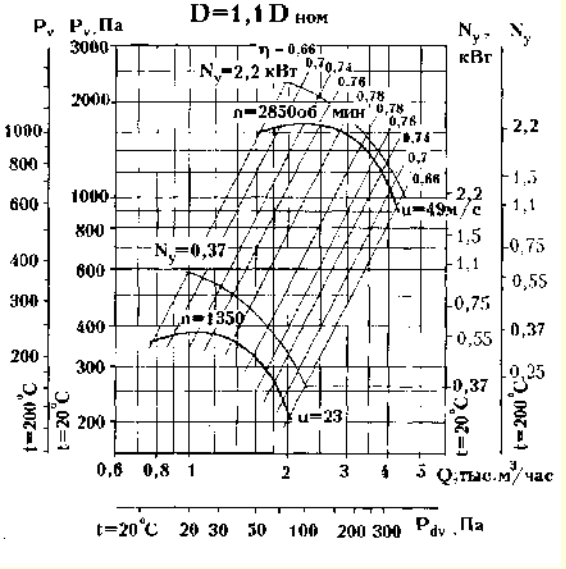
D=0,95 D ном



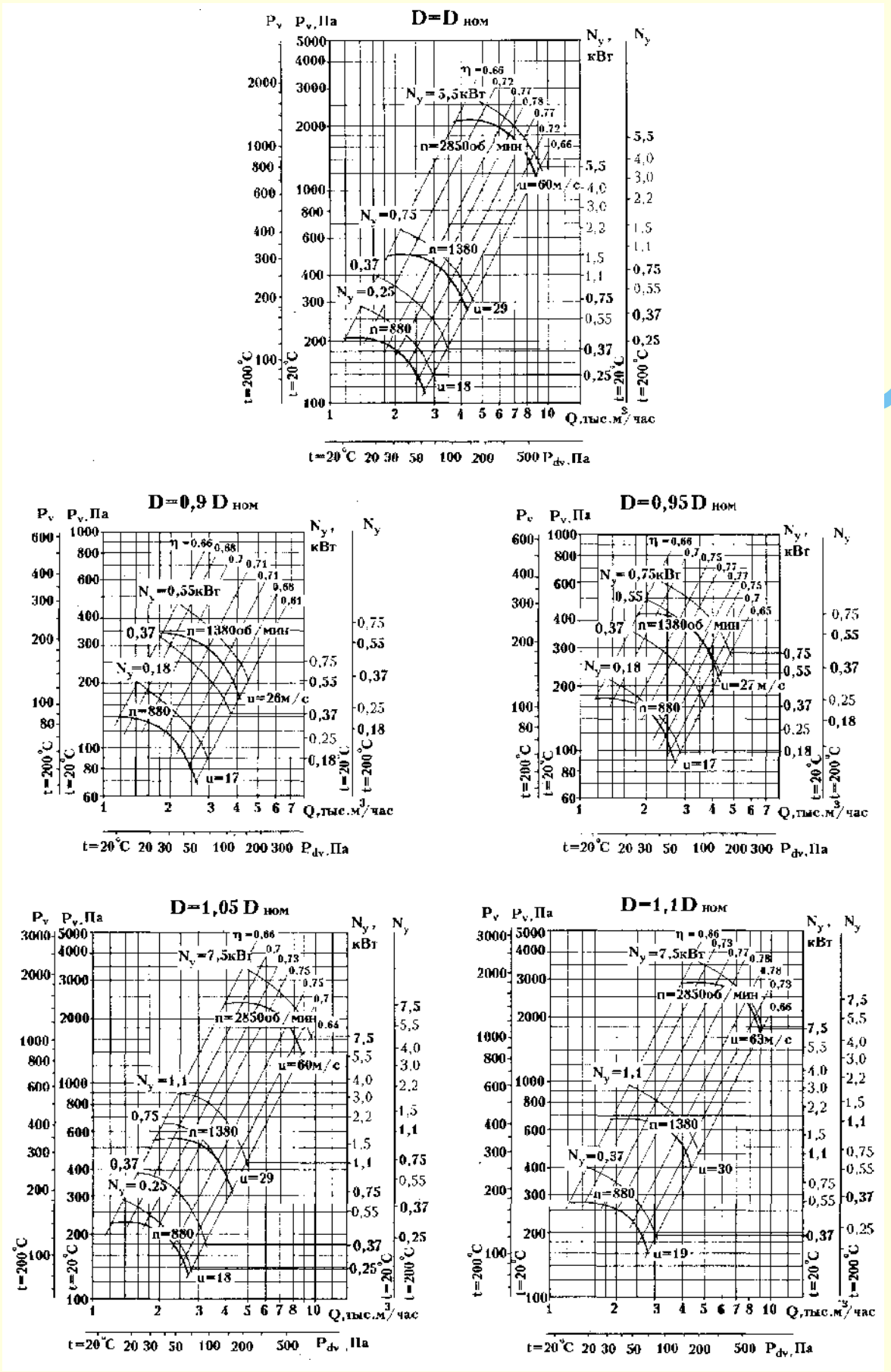
D=1,05 D ном



D=1,1 D ном

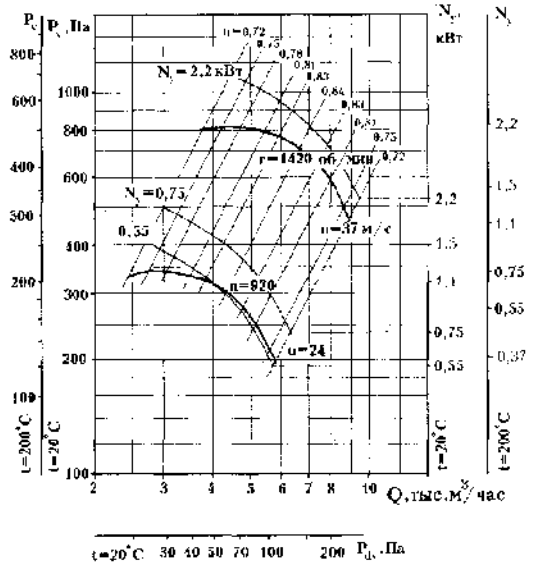


АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВР-86-77-4
(для асинхронной частоты вращения)

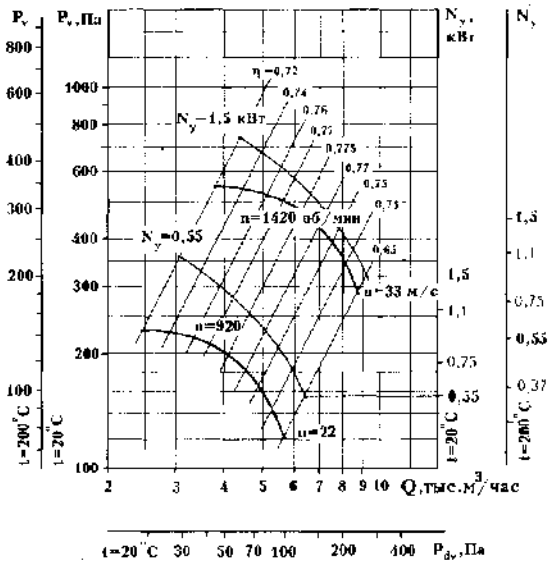


АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВР-86-77-5
(для асинхронной частоты вращения)

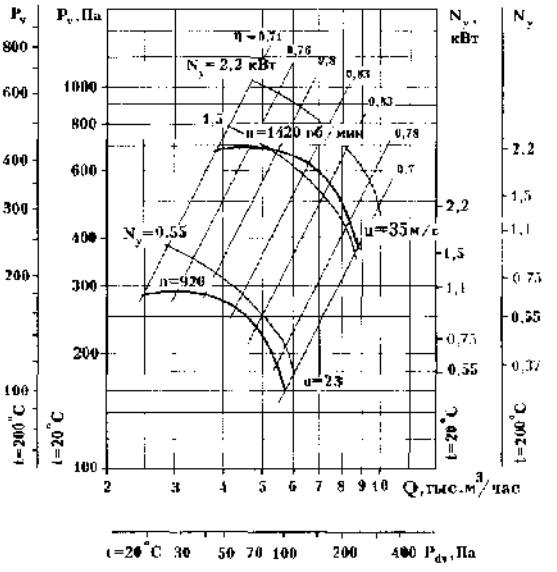
D=D ном



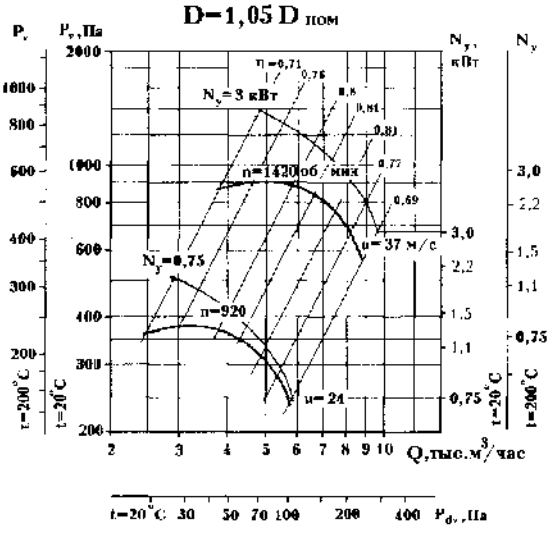
D=0,9 D ном



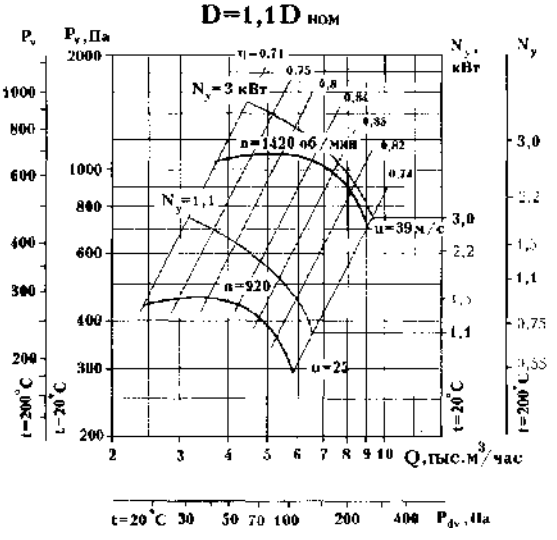
D=0,95 D ном



D=1,05 D ном

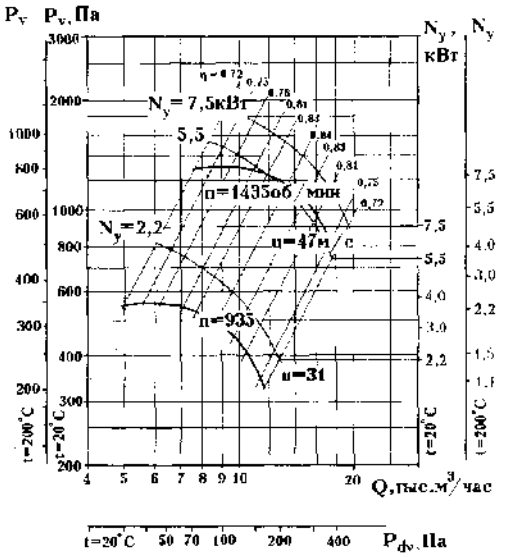


D=1,1 D ном

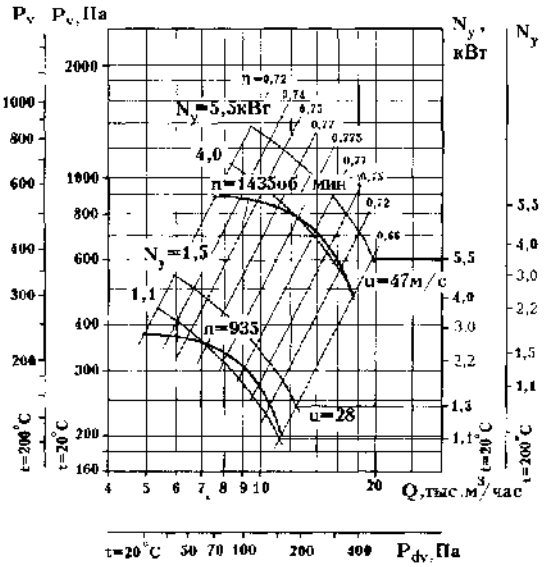


АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВР-86-77-6,3
(для асинхронной частоты вращения)

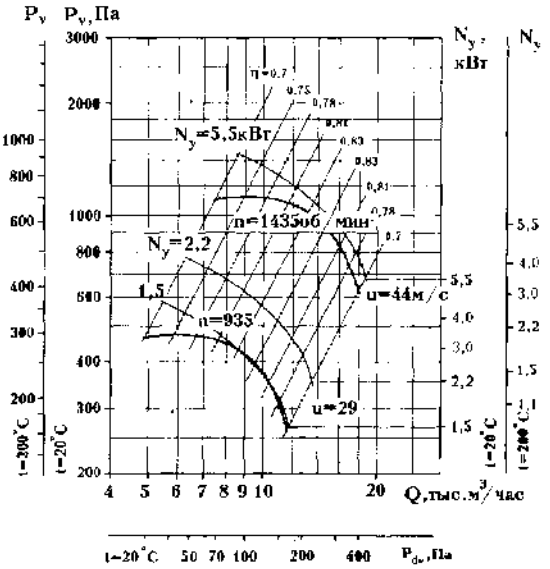
D=D ном



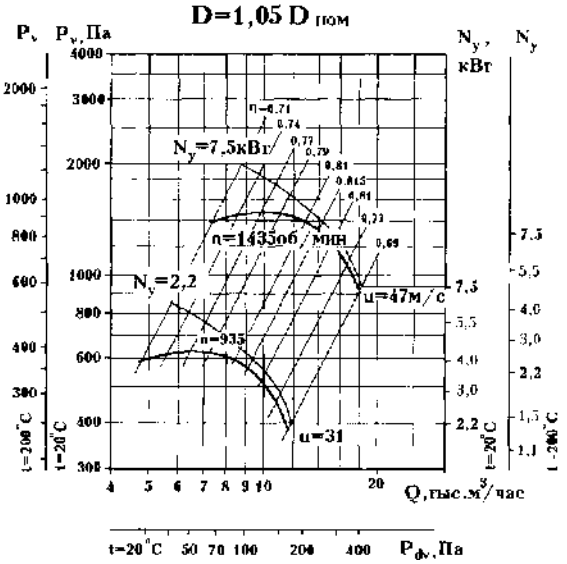
D=0,9 D ном



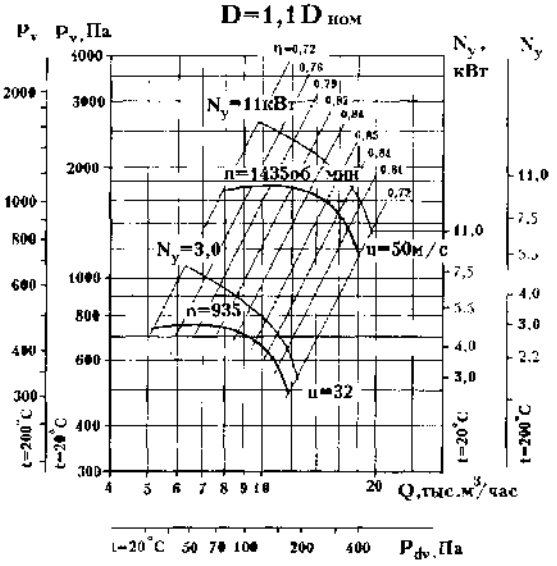
D=0,95 D ном



D=1,05 D ном

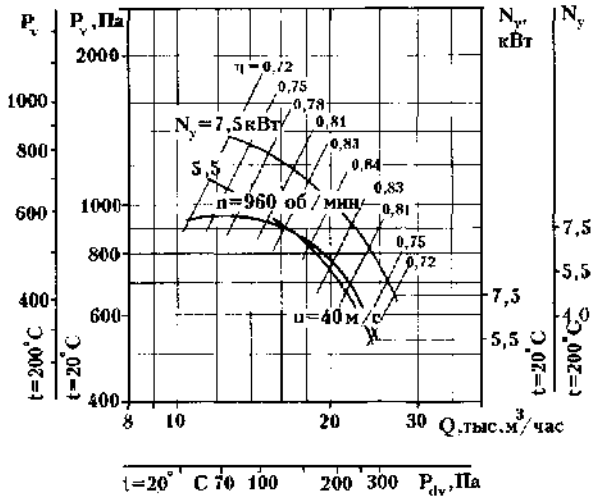


D=1,1 D ном

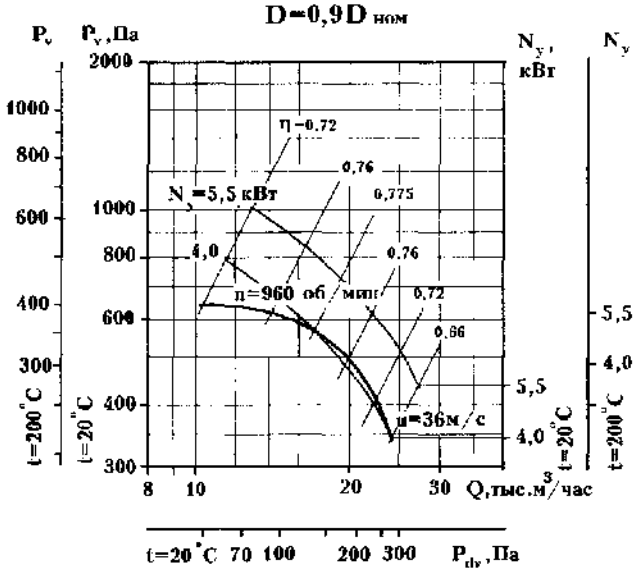


АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВР-86-77-8
(для асинхронной частоты вращения)

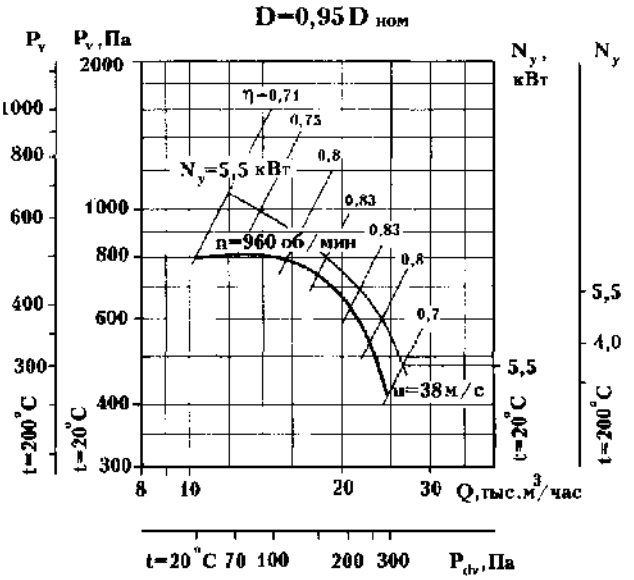
D=D ном



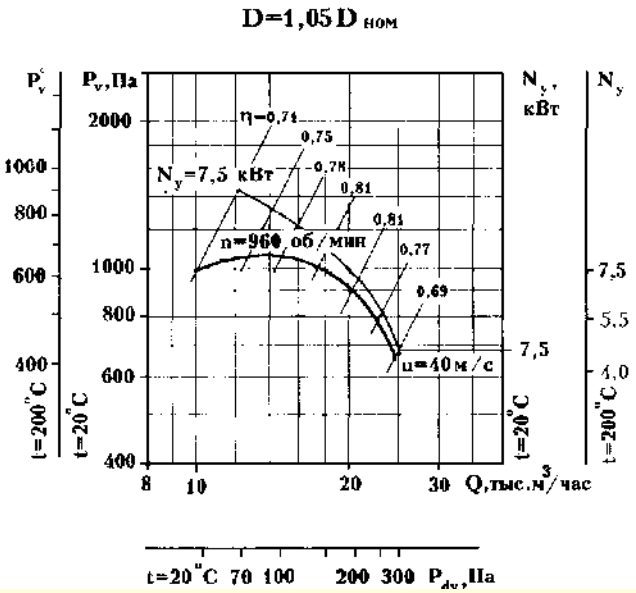
D=0,9D ном



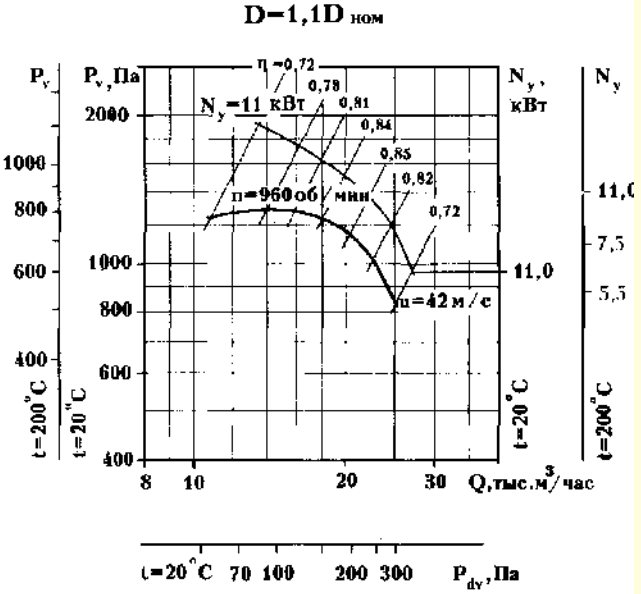
D=0,95D ном



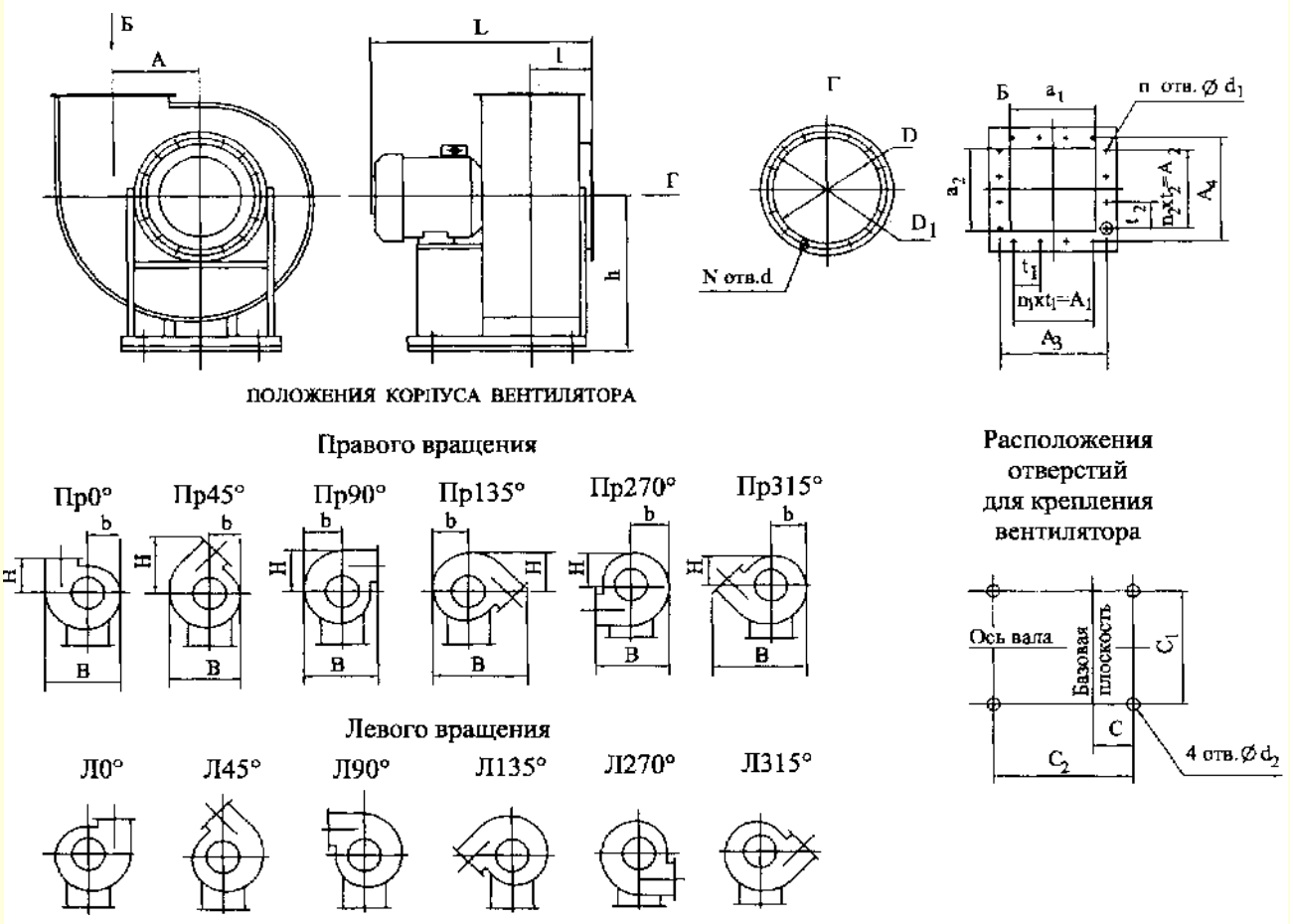
D=1,05D ном



D=1,1D ном



ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



Вентилятор	Размеры, мм																				N	n	n_1	n_2
	h	*l*	L_{max}	*A*	*D*	D_1	*d*	d_1	d_2	a_1	a_2	A_1	A_2	A_3	A_4	t_1	t_2	*C*	C_1	C_2				
ВР-86-77-2,5	320	140	493	162	252	280	8,5×14	7	12	175	175	100	100	205	205	100	100	35	220	300	8	8	1	1
ВР-86-77-3,15	410	162	552	205	318	345	8,5×14	7	12	221	221	200	200	255	255	100	100	84	220	400	8	12	2	2
ВР-86-77-4	520	192	695	260	403	430	8,5×14	7	12	280	280	200	200	310	310	100	100	114	290	500	8	12	2	2
ВР-86-77-5	650	252	740	324	510	530	7×14	7	15	350	350	300	300	380	380	100	100	104	410	480	16	16	3	3
ВР-86-77-6,3	720	308	1000	410	640	660	7×14	7	15	441	441	400	400	470	470	100	100	125	460	520	16	20	4	4
ВР-86-77-8	905	378	1170	520	820	850	7×14	11	15	560	560	600	600	600	600	150	150	135	606	600	16	16	4	4

Вентилятор	Пр0°, Л0°			Пр45°, Л45°			Пр90°, Л90°			Пр135°, Л135°			Пр270°, Л270°			Пр315°, Л315°		
	B	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*
ВР-86-77-2,5	465	1 89	198	408	173	335	41 7	220	276	535	204	235	41 7	219	189	539	204	173
ВР-86-77-3,1 5	580	238	239	51 5	218	413	516	277	342	670	258	297	516	277	238	670	258	218
ВР-86-77-4	728	301	291	648	273	500	642	351	428	856	322	376	642	351	301	856	322	273
ВР-86-77-5	915	389	340	940	357	612	790	454	526	1032	420	482	790	454	389	1032	420	357
ВР-86-77-6,3	1 143	487	420	1052	447	760	985	564	656	1286	526	605	985	564	487	1286	526	447
ВР-86-77-8	1450	614	533	1328	564	965	1247	714	836	1629	664	764	1247	714	614	1629	664	564

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ВР132-30

Общие сведения

- Высокого давления
- Одностороннего всасывания
- Направление вращения – правое и левое
- Корпус спиральный поворотный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 16

Назначение

- Для замены вентиляторов ВЦ6-28 и ВВД соответствующих типоразмеров
- Системы кондиционирования воздуха
- Системы вентиляции производственны) общественных и жилых зданий
- Технологические процессы
- Другие производственные и санитарно–технические цели

Варианты изготовления

ТУ 4861-054-00270366–99

- Общего назначения из углеродистой стали
- Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К)

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат; 2-я или 3 категории размещения. При эксплуатации вентиляторов в помещении допускается использование двигателей 3-ей категории.

При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения.

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс м³/час	Полное давление, Па		Тип	Кол–во
ВР132-30-5.2–02 ВР132-30-5К*	1	АИР80А4	1,1	1395	1,1–2,7	1110–880	91	ДО39	5
		АИР112М2	7,5	2850	2,2–4,7	4640–4300	124		
ВР132-30-6,3.2–02 ВР132-30-6,3К*	1	АИР180S2	22	2940	4,6–7,2	7800–7600	327	ДО42	4
		АИР180М2	30	2940	4,6–12,0	7800–6000	347		
ВР132-30-6,3.2–03 ВР132-30-6,3К*	5	АИР132S4	7,5	2040	3,3–4,6	3980–3960	419	ДО42	6
		АИР132М4	11	2045	3,3–8,5	3980–3000	444		
		АИР132М4	11	2300	3,6–5,6	4940–4750	449		
		АИР160S4	15	2300	3,6–9,0	4940–4000	509		
		АИР160S4	15	2600	4,1–6,0	6200–6200	516		
		АИР160М4	18,5	2610	4,1–8,1	6200–5800	543		
		АИР180S2	22	2620	4,1–10,8	6200–4800	541		
ВР132-30-8.2-01 ВР132-30-8К*	5	АИР132М4	11	1450	4,6–10,3	3100–2600	658	ДО43	6
		АИР132М4	11	1625	5,2–6,9	3900–3800	662		
		АИР160S4	15	1625	5,2–10,8	3900–3450	705		
		АИР160S4	15	1810	5,8–7,5	4800–4800	701		
		АИР160М4	18.5	1810	5,8–10,2	4800–4500	730		
		АИР18034	22	1810	5,8–13,2	4800–4100	745		
		АИР18034	22	2040	6,6–9,0	6100–6050	767		
		АИР180М4	30	2040	6,6–13,8	6100–5400	819		
		АИР180М4	30	2300	7,4–9,3	7700–7700	787		
		АИР200М4	37	2300	7,4–12.5	7700–7350	894		
		АИР200L4	45	2300	7,4–16,8	7700–6500	1038		
ВР132-30-10.2-02 ВР132-30-10К*	1	АИР180М4	30	1470	9,2–16,4	4900–4700	550	ДО42	6
		АИР200М4	37	1470	9,2–22,0	4900–4000	620		
ВР132-30-10.2-01 ВР132-30-10К*	5	АИР200М4	37	1650	10,4–15,0	6200–6150	935	ДО43	6
		АИР200L4	45	1650	10,4–20,0	6200–5800	975		
		АИР225М4	55	1650	10,4–27,0	6200–4800	1040	ДО44	6
		АИР225М4	55	1860	11,7–17,7	7900–7850	1075		
		АИР250S4	75	1860	11,7–27,2	7900–6400	1235		

* Вентилятор изготавливается по специальному заказу.

Справочник по гидравлике

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

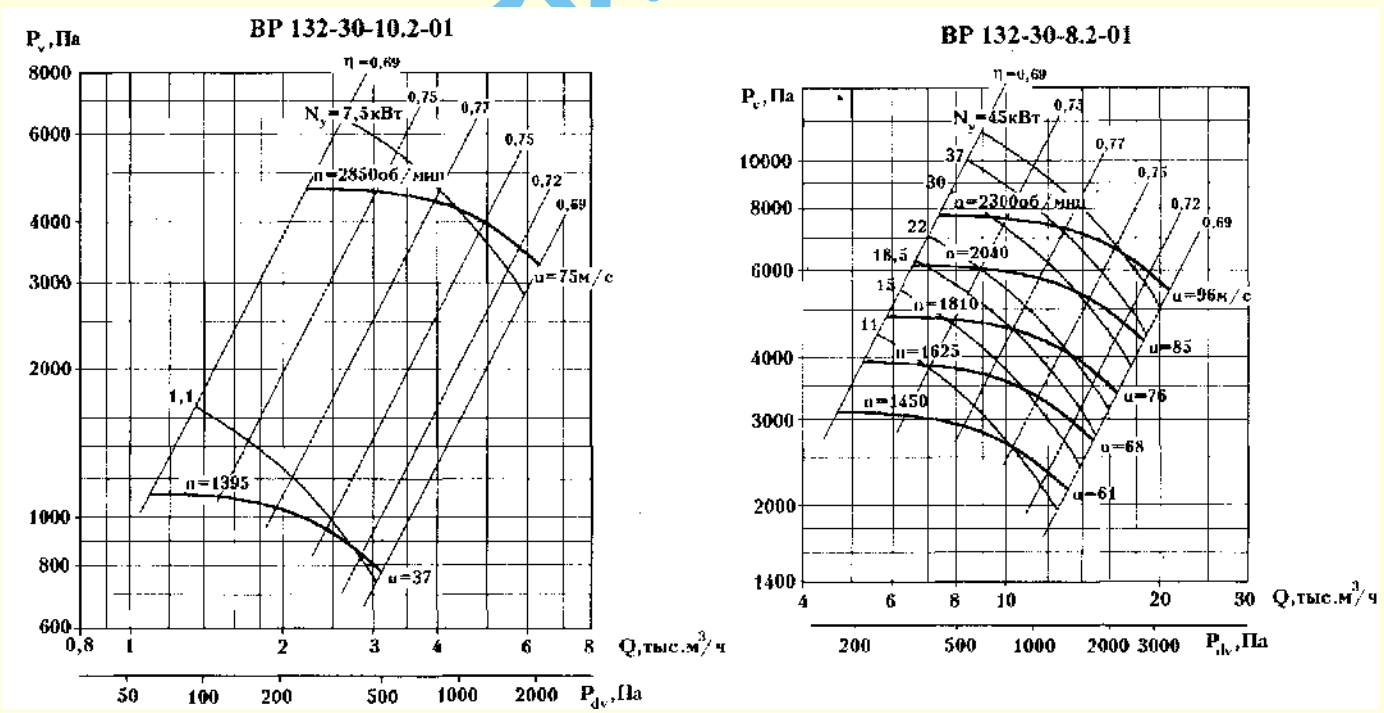
Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц							*LpA*, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ВР132-30-5.2-02	1395	81	82	85	80	76	72	64	86
	2850	88	97	98	101	96	92	88	104
ВР132-30-6,3.2-02	2940	92	97	102	103	99	97	92	107
ВР132-30-6,3.2-03	2040	93	96	98	97	96	87	78	101
	2045	95	98	100	99	98	89	80	103
	2300	98	101	103	102	101	92	83	106
	2600	87	100	103	105	104	103	95	109
ВР132-30-8.2-01	1450	94	97	99	98	97	88	79	102
	1625	97	100	102	101	100	91	82	105
	1810	99	102	104	103	102	93	84	107
	2040	102	105	107	106	105	96	87	110
	2300	104	107	109	108	107	98	89	112
ВР132-30-10.2-02	1470	98	103	104	100	98	93	81	106
ВР132-30-10.2-01	1650	104	107	1.09	108	107	98	89	112
	1860	106	109	111	110	109	100	91	114

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора. На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

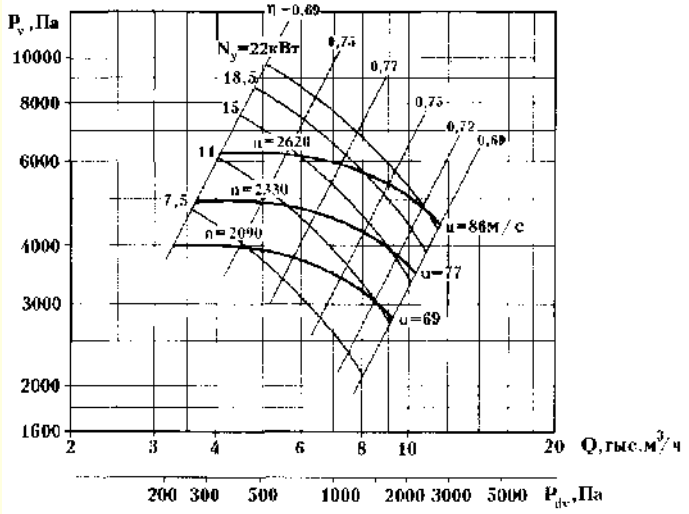
На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

Справочник по вентиляторам

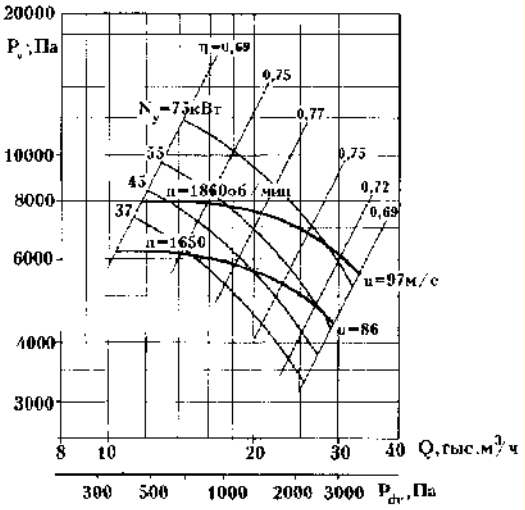
АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)



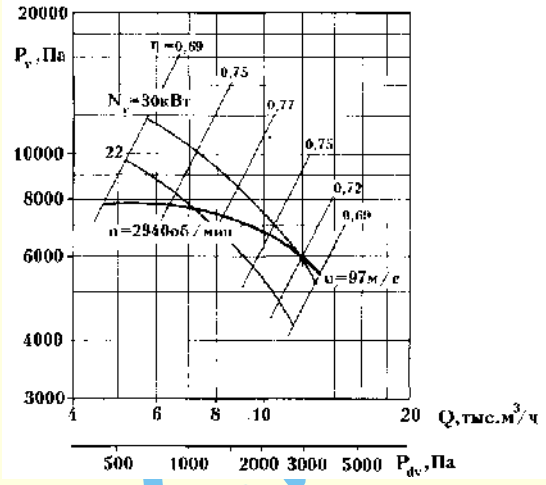
ВР 132-30-6,3.2-03



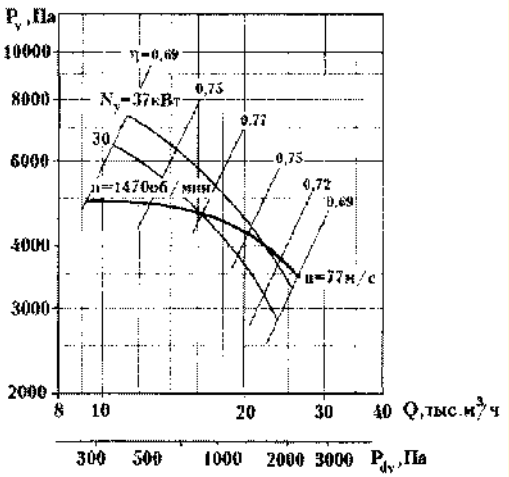
ВР 132-30-10.2-01



ВР 132-30-6,3.2-02

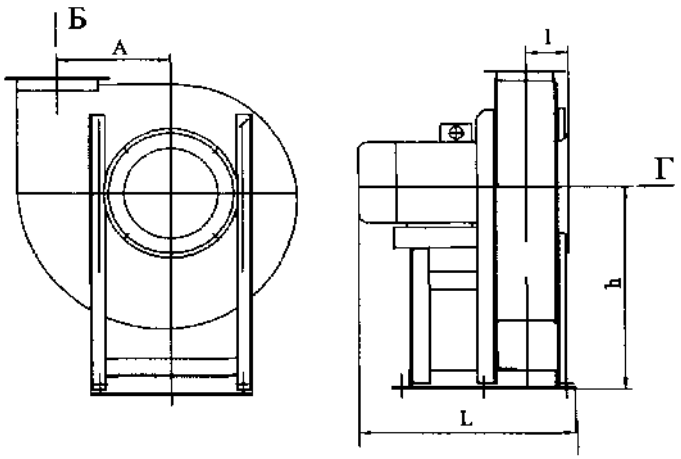


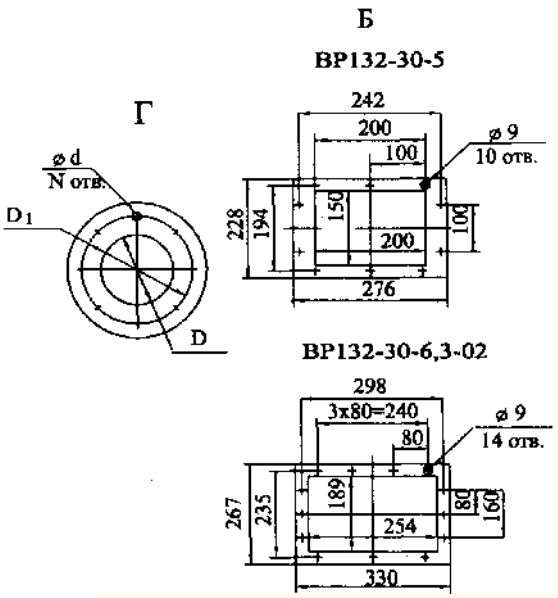
ВР 132-30-10.2-02

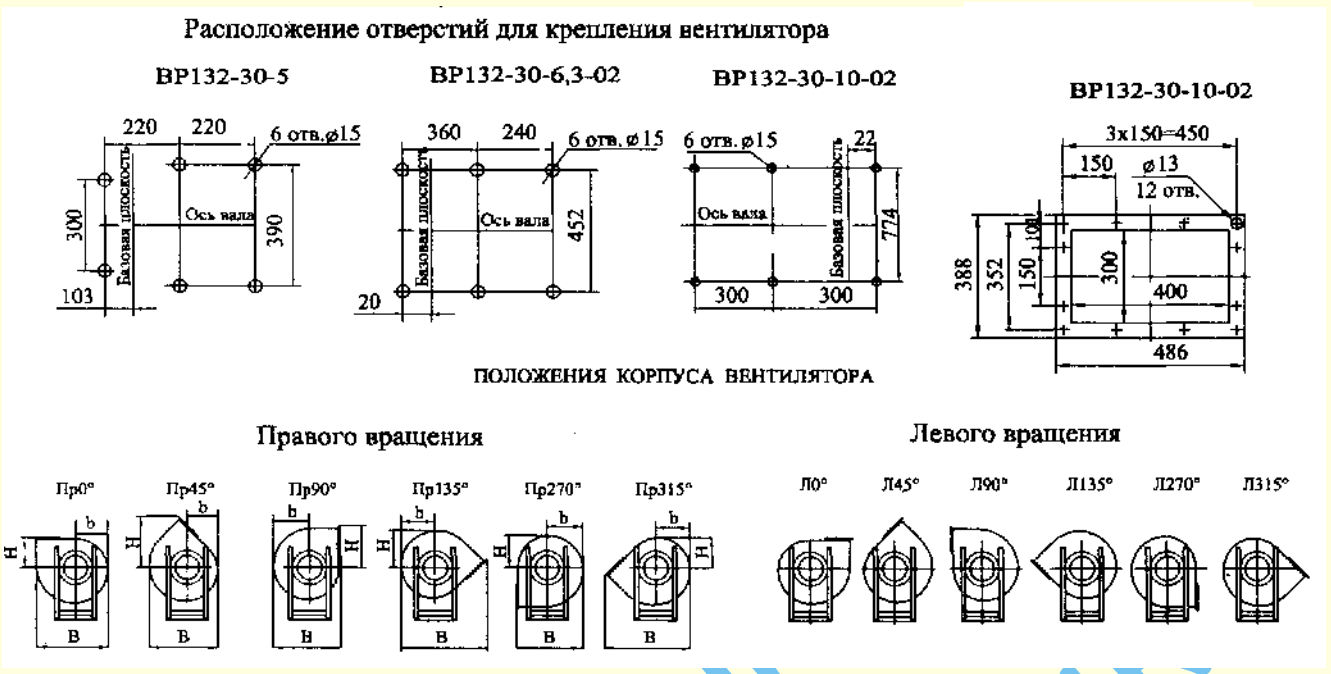


ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ

ВР132-30-5; ВР132-30-6,3-02; ВР132-30-10-02



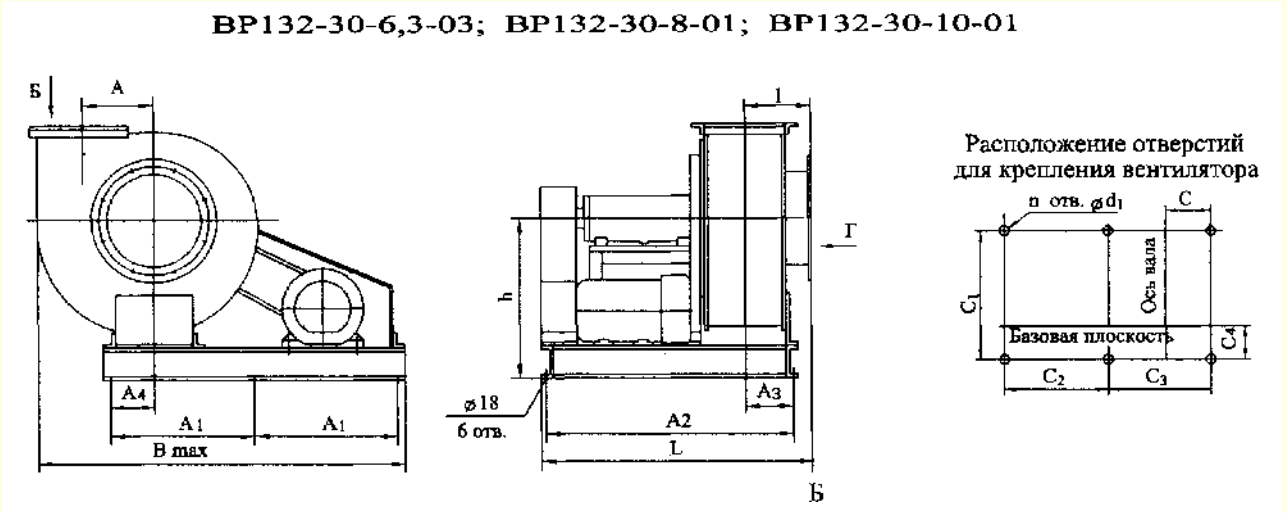




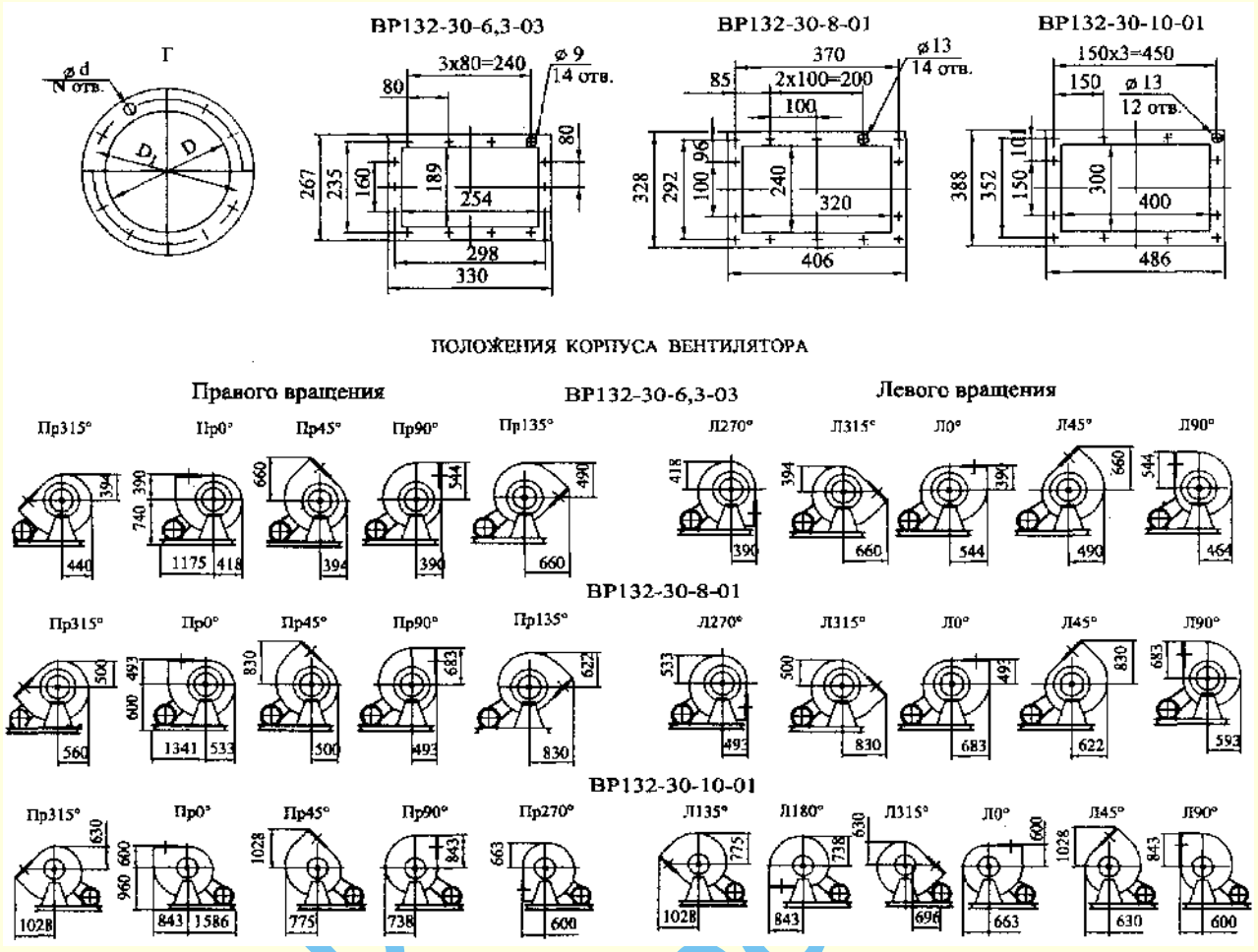
Вентилятор	Размеры, мм							*N*
	h	*l*	*L*	*A*	*D*	D_1	*d*	
ВР132-30-5	550	115	571	300	250	336	9	8
ВР132-30-6,3-02	600	146	880	377	315	430	9	12
ВР132-30-10-02	900	228	1100	600	500	645	15	12

Вентилятор	Пр0°, Л0°			Пр45°, Л45°			Пр90°, Л90°			Пр135°, Л135^0			Пр270°, Л270°			Пр315, Л1315°		
	B	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*
ВР132-30-5	771	333	315	701	313	533	685	370	438	884	533	388	685	370	333	884	351	313
ВР132-30-6,3-02	960	418	338	882	394	660	853	388	542	1100	440	488	853	388	418	1100	440	394
ВР132-30-10-02	1507	663	600	1402	626	1030	1338	738	884	1730	1030	776	1338	738	663	1730	700	626

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



Справочник Гидравлика



Вентилятор	Размеры, мм																		N	n
	h	l	L_{max}	B_{max}	D	D_1	d	d_1	A	A_1	A_2	A_3	A_4	C	C_1	C_2	C_3	C_4		
ВР132-30-6,3-03	740	145	664	1719	315	430	9	18	377,5	700	605	77	275	275	920	700	700	77	12	6
ВР132-30-8-01	800	182	1144	1874	400	530	15	18	480	820	1042	102	262	262	1042	780	780	102	12	6
ВР132-30-10-01	960	228	1155	2430	500	645	15	18	600	845	1090	181	202	202	1090	845	845	181	12	6

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ВР-300-45

Общие сведения

- Низкого и среднего давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Вперед загнутые лопатки
- Количество лопаток – 34
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

- Замена вентиляторов В-Ц14-46 соответствующих типоразмеров
- Стационарные системы вентиляции, кондиционирования, воздушного отопления
- Технологические установки различного назначения

Варианты изготовления

ТУ 4861-033-000270366–96

- Общего назначения из оцинкованной или углеродистой стали
- Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали
- Коррозионностойкие из нержавеющей стали
- Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали

ТУ 4861-036-000270366–96

- Взрывозащищенные из разнородных металлов
- Взрывозащищенные теплостойкие из разнородных металлов
- Взрывозащищенные из алюминиевых сплавов
- Взрывозащищенные коррозионностойкие из нержавеющей стали
- Взрывозащищенные коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С (до плюс 45 °С для вентиляторов тропического исполнения). Умеренный и тропический климат; 2-я и 3-я категории размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения.

Не рекомендуется параллельная работа нескольких вентиляторов без элементов сети. При работе на всасывание, необходим диффузор на выходе.

Ограничения условий эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов см. таблицу на стр. 1023.

Общего назначения из оцинкованной или углеродистой стали
Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали (Ж)
Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К1)
Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (К1Ж)

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол–во
ВР-300-45-2 ВР-300-45-2Ж ВР-300-45-2К1 ВР-300-45-2К1Ж	1	АИР56В4	0,18	1330	0,6–0,9	260–270	14,5	ДО38*	4*
		АИР63А4	0,25	1330	0,6–1,15	260–265	15,8	ДО38*	4*
		АИР63В4	0,37	1330	0,6–1,15	260–265	16,7	ДО38*	4*
		АИР80А2	1,5	2850	1,3–2,0	1200–1250	25	ДО38*	4*
		АИР80В2	2,2	2850	1,3–2,5	1200–1200	26,9	ДО38*	4*
ВР-300-45-2,5 ВР-300-45-2,5Ж ВР-300-45-2,5К1 ВР-300-45-2,5К1Ж	1	АИР71А4	0,55	1350	1,1–1,8	430–500	27,1	ДО38*	4*
		АИР71В4	0,75	1350	1,1–2,2	430–510	27,4	ДО38*	4*
		АИР9012	3	2850	2,4–2,7	1950–2000	36,6	ДО38*	4*
		АИР10082	4	2850	2,4–3,4	1950–2200	42,1	ДО38*	4*
		АИР100L2	5,5	2850	2,4–4,4	1950–2300	48	ДО38*	4*
ВР-300-45–3,15 ВР-300-45–3,15Ж ВР-300-5-3,15К1 ВР-300-45-3,15К1Ж	1	АИР71В6	0,55	920	1,5–2,7	330–370	34	ДО38	4
		АИР80А6	0,75	920	1,5–3,5	330–360	36,2	ДО38	4
		АИР80В4	1,5	1400	2,3–3,5	800–880	38,4	ДО38	4
		АНР90L4	2,2	1400	2,3–5,1	800–850	43,2	ДО38	4
ВР-300-45-4 ВР-300-45-4Ж ВР-300-45-4К1 ВР-300-45-4К1Ж	1	АИР9016	1,5	930	3,5–5,2	550–620	58,7	ДО39	4
		АИР1001–6	2,2	930	3,5–7,3	550–630	68,7	ДО39	4
		АНР100L4	4	1430	5,2–6,0	1320–1400	66,7	ДО39	4
		АИР112М4	5,5	1430	5,2–8,3	1320–1520	88,9	ДО39	4
		АИР13234	7,5	1430	5,2–8,8	1320–1550	109,5	ДО40/ ДО39	4

* Рекомендуется применять виброизоляторы только при комплектации двигателями на 3000 об/мин.

Взрывозащищенные из разнородных металлов (В)
Взрывозащищенные теплостойкие из разнородных металлов (ВЖ)
Взрывозащищенные коррозионностойкие из нержавеющей стали (ВК1)
Взрывозащищенные коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (ВК1 Ж)

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па	
1	2	3	4	5	6	7	8
ВР-300-45-2В ВР-300-45-2ВЖ ВР-300-45-2ВК1 ВР-300-45-2ВК1Ж	1	АИМ6А4	0,25	1330	0,6–1,15	260–265	25,2
		ДИМ63В4	0,37	1330	0,6–1,15	260–265	25,7
		АИМ80А2	1,5	2850	1,3–2,0	1200–1250	35,6
		ДИМ80В2	2,2	2850	1,3–2,5	1200–1200	38,3

Справочник по Гидравлике

Продолжение таблицы

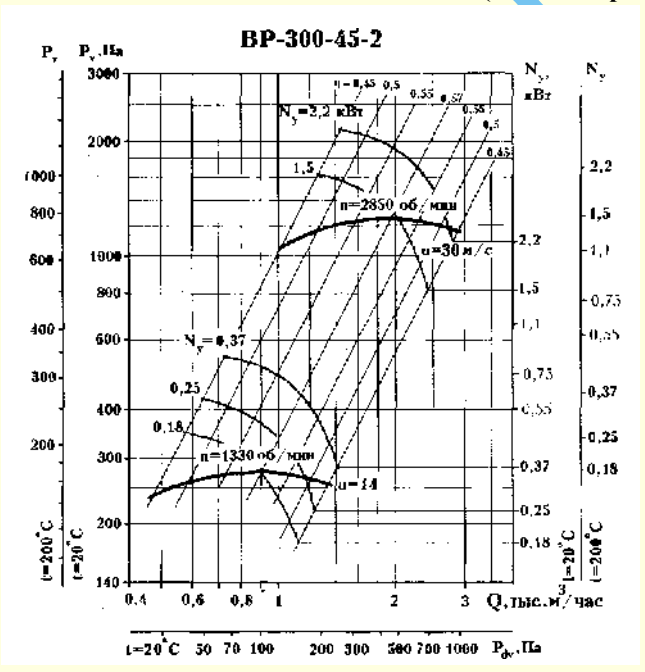
1	2	3	4	5	6	7	8
ВР-300-45-2,5В ВР-300-45-2,5ВЖ ВР-300-45-2,5ВК1 ВР-300-45-2,5ВК1Ж ВР-300-45-2,5ВК1	1	ДИМ71А4	0,55	1350	1,1–1,8	430–500	34,3
		АИМ71В4	0,75	1350	1,1–2,2	430–510	35,3
		АНМ90L2	3	2850	2,4–2,7	1950–2000	66,6
		АИМ10082	4	2850	2,4–3,4	1950–2200	77,7
		АИМ100L2	5,5	2850	2,4–4,4	1950–2300	83
ВР-300-45-3,15В ВР-300-45-3,15ВЖ ВР-300-45-3,15ВК1 ВР-300-45-3,15ВК1Ж	1	АИМ71В6	0,55	920	1,5–2,7	330–370	43.4
		АИМ80А6	0,75	920	1,5–3,5	330–360	49,4
		АИМ80В4	1,5	1400	2,3–3,5	800–880	52
		АНМ90L4	2,2	1400	2,3–5,1	800–850	74,8
ВР-300-45-4В ВР-300-45-4ВЖ ВР-300-45-4ВК1 ВР-300-45-4ВК1Ж	1	АНМ90L6	1,5	930	3,5–5,2	550–620	89,9
		АИМ1001–6	2,2	930	3,5–7,3	550–630	106
		АИМ1001–4	4	1430	5,2–6,0	1320–1400	106
		АИМ112М4	5,5	1430	5,2–8,3	1320–1520	125,2
		АИМ13284	7,5	1430	5,2–8,8	1320–1550	160

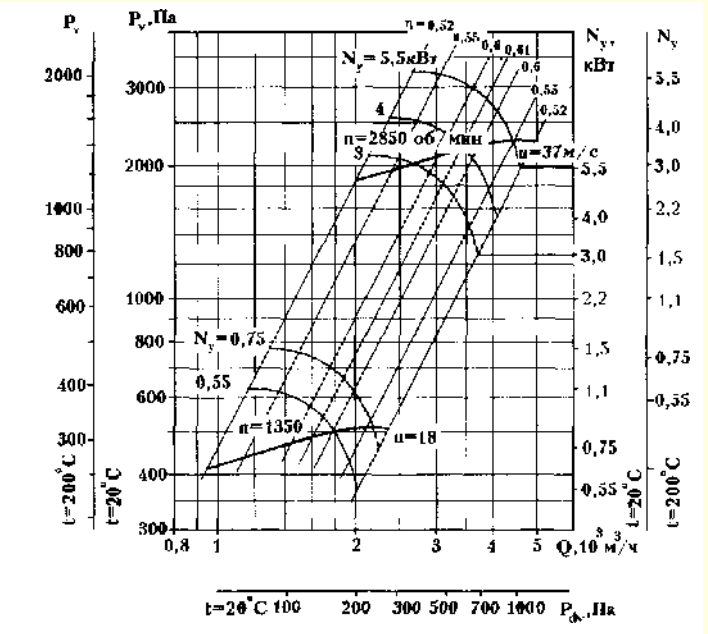
Взрывозащищенные из алюминиевых сплавов (ВКЗ)

ВР-300-45-2ВКЗ	1	АИМ63А4	0,25	1330	0,6–1,15	260–265	21,7
		АИМ63В4	0,37	1330	0,6–1,15	260–265	22,2
		АИМ80А2	1,5	2850	1,3–2,0	1200–1250	31,9
		АИМ80В2	2,2	2850	1,3–2,5	1200–1200	34,6
ВР-300-45-2,5ВКЗ	1	АИМ71А4	0,55	1350	1,1–1,8	430–500	27,9
		АИМ71В4	0,75	1350	1,1–2,2	430–510	28,9
		АИМ9012	3	2850	2,4–2,7	1950–2000	60,1
		АИМ10082	4	2850	2,4–3,4	1950–2200	71,2
		АИМ100L2	5,5	2850	2,4–4,4	1950–2300	76,5
ВР-300-45-3,15ВКЗ	1	АИМ71В6	0,55	920	1,5–2,7	330–370	33,4
		АИМ80А6	0,75	920	1,5–3,5	330–360	39,3
		АИМ80В4	1,5	1400	2,3–3,5	800–880	42
		АИМ90L4	2,2	1400	2,3–5,1	800–850	64,8
ВР-300-45-4ВКЗ	1	АИМ90L6	1,5	930	3,5–5,2	550–620	73,8
		АИМ100L6	2,2	930	3,5–7,3	550–630	90,1
		АИМ100L4	4	1430	5,2–6,0	1320–1400	90,1
		АИМ112М4	5,5	1430	5,2–8,3	1320–1520	103,7
		АИМ132S4	7,5	1430	5,2–8,8	1320–1550	143,3

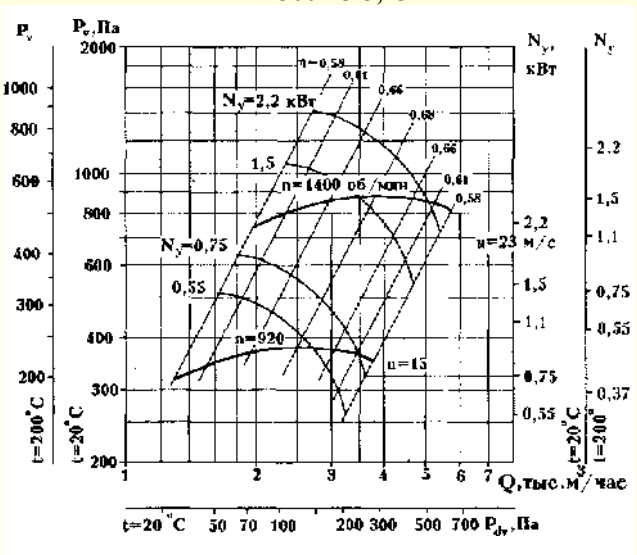
Справочник по гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения) **ВР-300-45-2,5**

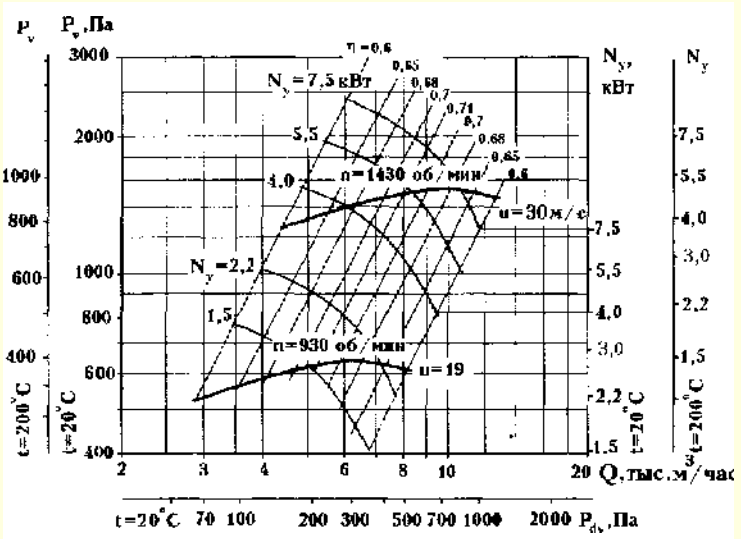




ВР-300-45-3,15



ВР-300-45-4



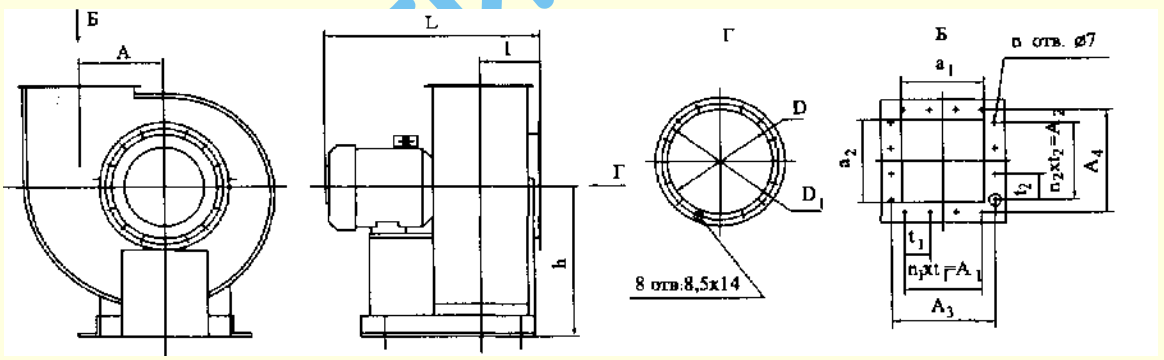
АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

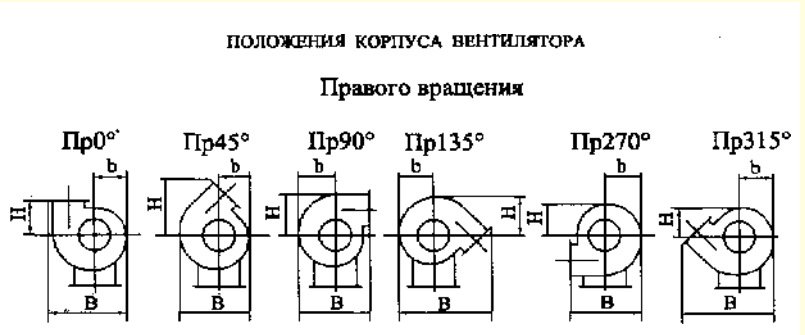
Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц							*LpA*, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ВР-300-45-2	1330	71	75	77	84	70	67	60	86
	2850	83	88	91	94	95	87	84	99
ВР-300-45-2,5	1350	76	77	78	79	74	72	70	83
	2850	92	92	93	94	95	90	88	100
ВР-300-45-3,15	920	74	76	82	69	66	59	56	83
	1400	79	83	85	91	78	75	68	92
ВР-300-45-4	930	83	83	85	81	78	75	68	87
	1430	92	93	92	94	91	88	75	96

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора. На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

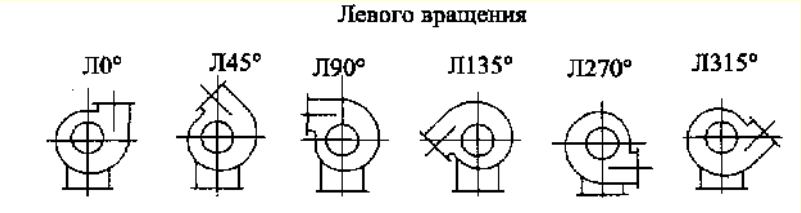
На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ





Справочник инженера-конструктора





Вентилятор	Размеры, мм																	n	n_1	n_2
	h	l	L_{max}	A	D	D_1	a_1	a_2	A_1	A_2	A_3	A_4	t_1	t_2	C	C_1	C_2			
ВР-300-45-2	250	111	533	130	200	235	140	140	85	85	170	170	85	85	268	220	210	8	1	1
ВР-300-45-2,5	320	140	625	162	252	280	175	175	100	100	205	205	100	100	265	220	300	8	1	1
ВР-300-45-3,15	410	162	625	205	318	345	221	221	200	200	255	255	100	100	316	220	400	12	2	2
ВР-300-45-4	520	192	820	260	403	430	280	280	200	200	310	310	100	100	386	290	500	12	2	2

Вентилятор	Пр0°, Л0°			Пр45°, Л45°			Пр90°, Л90°			Пр135°, Л135°			Пр270°, Л270°			Пр315°, Л315°		
	B	b	H	B	b	H	B	Ь	H	B	b	H	B	b	H	B	b	H
ВР-300-45-2	378	151	166	327	139	279	342	176	227	441	164	189	342	176	151	441	164	139
ВР-300-45-2,5	465	189	198	408	173	335	417	220	276	535	204	235	417	219	189	539	204	173
ВР-300-45-3,15	580	238	239	515	218	413	516	277	342	670	258	297	516	277	238	670	258	218
ВР-300-45-4	728	301	291	648	273	500	642	351	428	856	322	376	642	351	301	856	322	273

Справочник гидравлика

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ВР–80–70

Общие сведения

- Низкого давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 12
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

- Стационарные системы вентиляции и кондиционирования
- Другие производственные и санитарно–технические цели

Варианты изготовления

ТУ 4861-052-00270366–99

- Общего назначения из углеродистой стали
- Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали (Ж)
- Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К1)
- Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (К1Ж)

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С (до плюс 45 °С для вентиляторов тропического исполнения). Умеренный климат; 2-я категория размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения.

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочейзоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
ВР-80-70-10.2-02 ВР-80-70-10.2Ж-02 ВР-80-70-10.2К1-02 ВР-80-70-10.2К1Ж-02	1	АИР160S8	7,5	730	15,0–28,0	820–660	600	ДО43	5
		АИР160M8	11	730	15,0–30,5	820–610	620		
		АИР180M6	18,5	980	20,5–39,0	1480–1200	680		
		АИР200M6	22	980	20,5–41,0	1480–1120	720		
ВР-80-70-10.2-01 ВР-80-70-10.2Ж-01 ВР-80-70-10.2К1-01 ВР-80-70-10.2К1Ж-01	5	АИР132S6	5,5	615	12,8–26,0	580–430	745	ДО43	6
		АИР132M6	7,5	685	14,2–28,0	720–540	770		
		АИР160S6	11	770	16,0–33,7	910–690	810		
		АИР160M6	15	865	18,0–37,0	1150–860	840		
ВР-80-70-12,5-02 ВР-80-70-12,5Ж-02 ВР-80-70-12,5К1-02 ВР-80-70-12,5К1Ж-02	1	АИР200M8	18,5	730	29,5–35,5	1280–1320	910	ДО43	6
		АИР200L8	22	730	29,5–50,0	1280–1200	950		
		АИР225M8	30	730	29,5–60,0	1280–960	1100		
ВР-80-70-12,5-01 ВР-80-70-12,5Ж-01 ВР-80-70-12,5К1-01 ВР-80-70-12,5К1Ж-01	5	АИР160S6	11	536	22,0–45,0	700–520	1090	ДО43	6
		АИР160M6	15	602	25,0–51,5	880–680	1110		
		АИР180M6	18,5	685	27,0–57,0	1150–840	1180		
		АИР200M6	22	685	27,0–57,0	1150–840	1240		
		АИР200L6	30	768	31,0–63,5	1450–1120	1270		

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц							*Lp*A, дБА
		125	250	500	7000	2000	4000	8000	
ВР-80-70-10,2-02	730	94	90	88	85	80	73	64	90
	980	95	100	96	94	91	86	79	99
ВР-80-70-10,2-01	615	90	86	84	81	76	69	60	86
	685	93	89	87	84	79	72	63	89
	770	95	91	89	86	81	74	63	91
	865	98	94	92	89	84	77	68	94
ВР-80-70-12,5-02	730	101	97	95	92	87	80	71	97
ВР-80-70-12,5-01	536	94	90	88	85	80	73	64	90
	602	97	93	91	88	83	76	67	93
	685	100	96	94	91	86	79	70	97
	768	102	98	96	93	88	81	72	99

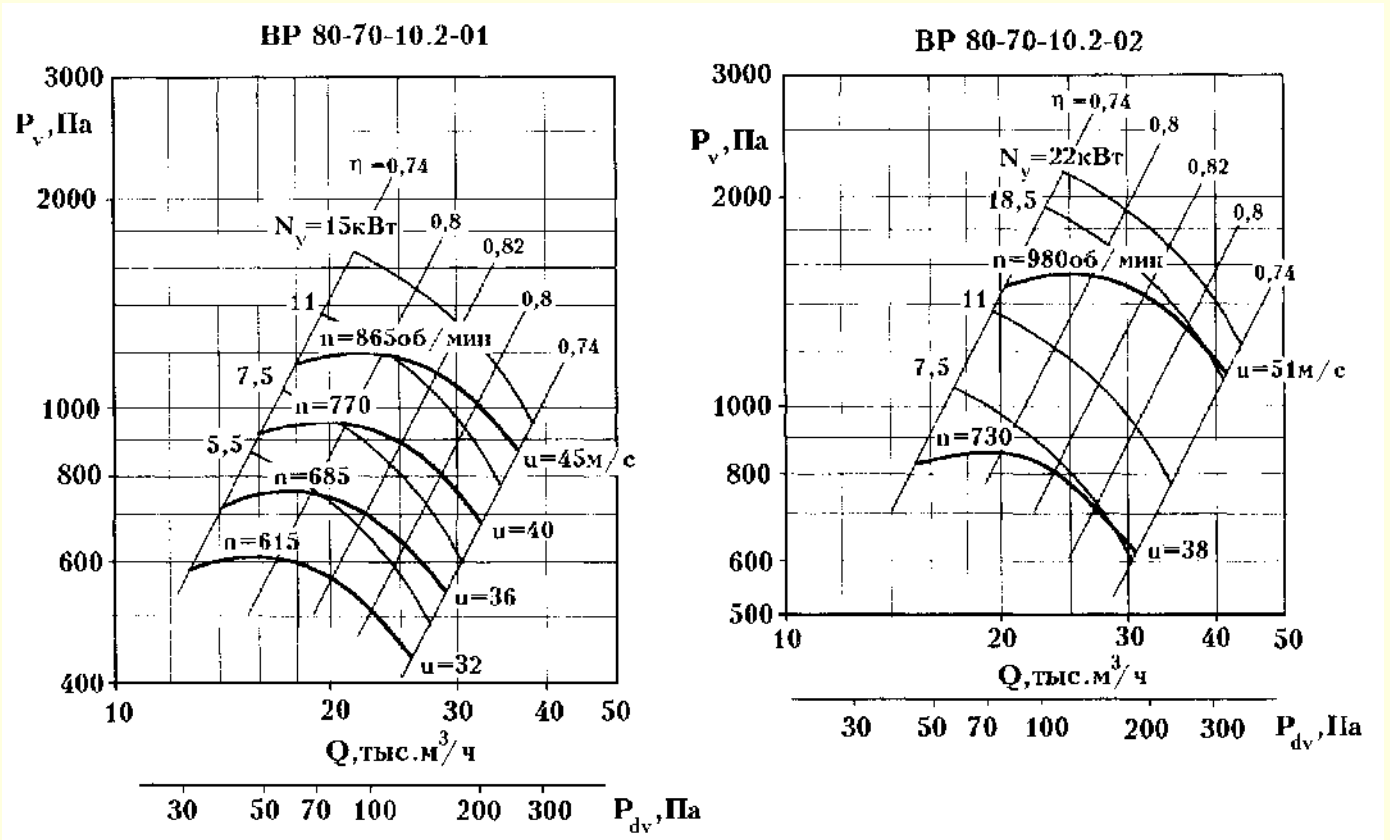
Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора.

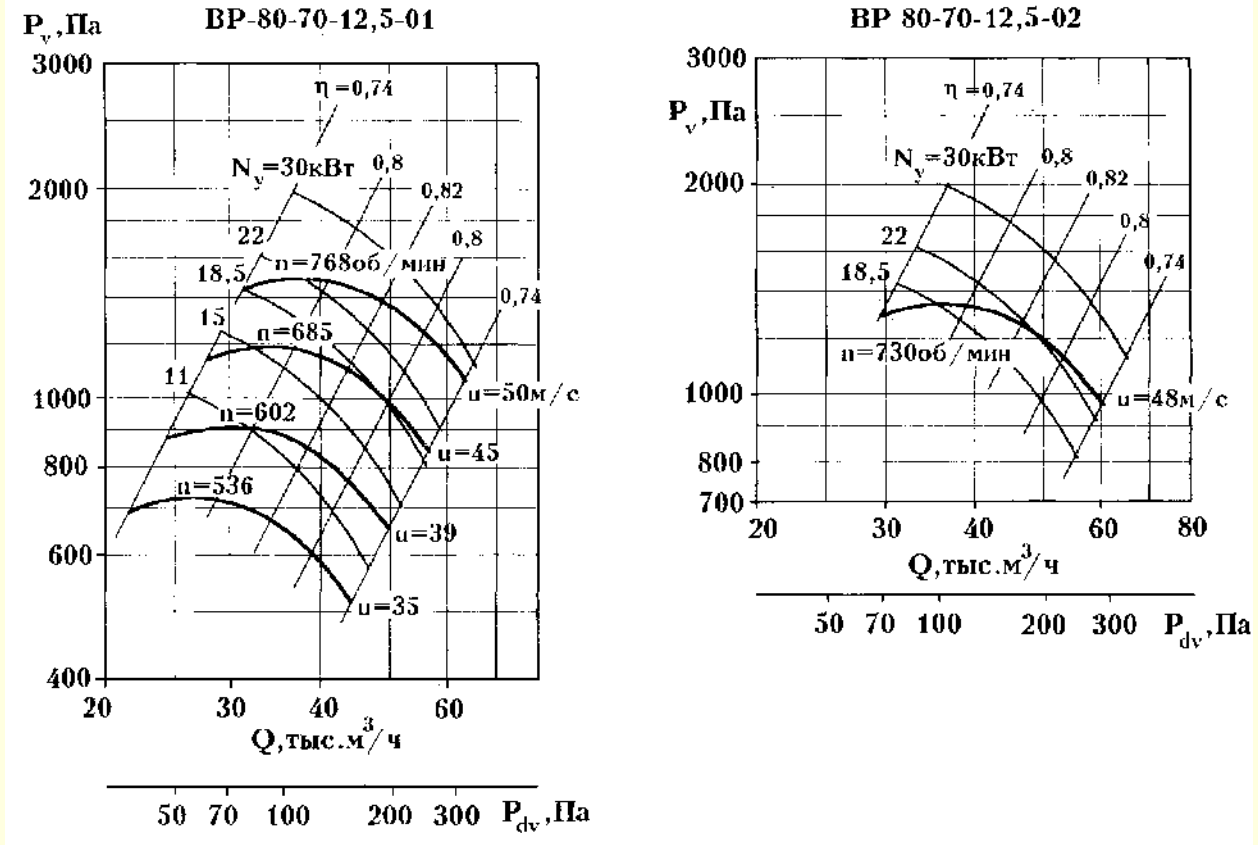
На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

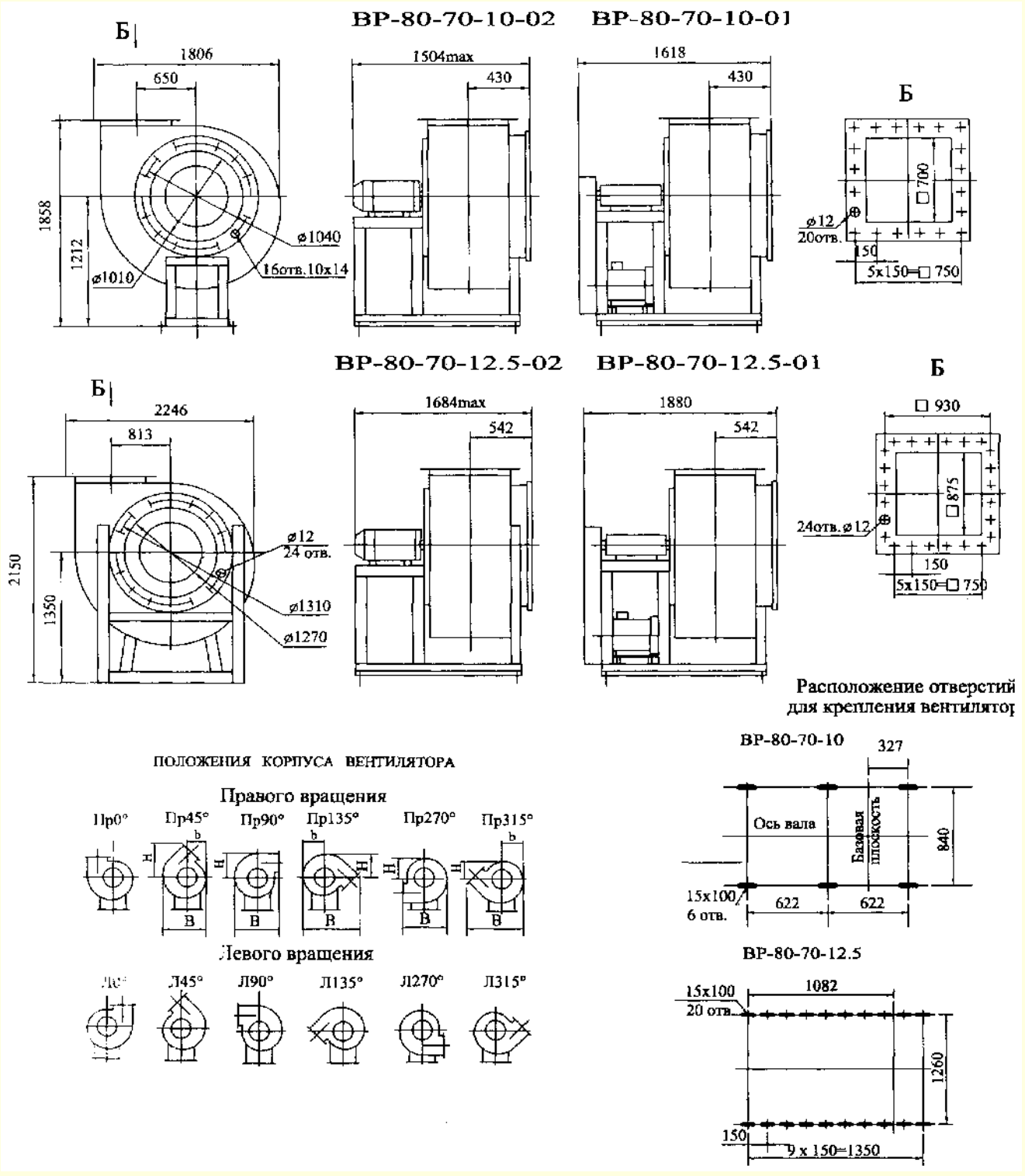
Справочник по гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)





ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



Вентилятор	Размеры, мм														
	Пр45°, Л45°			Пр90°, Л90°			Пр135°, Л135°			Пр270°, Л270°			Пр315°, Л315°		
	B	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*
ВР-80-70-10,2	1642	695	1191	1528	888	1044	2012	820	951	1528	888	764	2012	820	695
ВР-80-70-12,5	2060	880	1490	1908	1107	1294	2520	1030	1180	1908	1107	952	2520	1030	880

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ В-Ц4-70

Общие сведения

- Низкого давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 12
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

- Стационарные системы вентиляции
- Другие производственные и санитарно-технические цели

Варианты изготовления

- Общего назначения из углеродистой стали
- Коррозионностойкие – из нержавеющей стали (К)

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат; 2-я категория размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения.

На индивидуальных аэродинамических характеристиках вентиляторов над кривой давления указаны скорости вращения вентиляторов n, об/мин, а справа – окружные скорости рабочих колес, м/с. На аэродинамических характеристиках даны линии установочных мощностей $N_у$ для электродвигателей серии А2 и А02 (проведены сплошными линиями), так для электродвигателей серии 4А (пунктирными линиями). Значения $N_у$, соответствующие двигателям серий А2 и А02, указаны слева от графика в правом столбце, а значения $N_у$, соответствующие двигателям серии 4А, – в левом. В тех случаях, когда значения $N_у$ для двигателей этих серий совпадают, кривые мощностей проведены сплошными линиями.

На индивидуальных аэродинамических характеристиках проведены линии постоянного КПД вентилятора – η. Рабочая область (энергетически выгодная) на индивидуальных аэродинамических характеристиках выделена жирной линией.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ Ц4-70 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)

Вентилятор		Серия электродвигателя						Масса вентилятора, кг, с электродвигателем	
№	Диаметр колеса, % $D_{ном}$	А0 и А02			4А				
		Тип	$N_у$, кВт	$n_э$, об/мин	Тип	$N_у$, кВт	$n_э$, об/мин	А02	4А
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2,5	95	А0Л11-4 А0Л22-2 А0Л21-2	0,12 0,6 0,4	1400 2800 2800	4АА56А4 4АА63В2 4АА63А2	0,12 0,55 0,37	1370 2810 2810	27 31 30	26 27 28
	100	А0Л11-4 А0Л22-2	0,12 0,6	1400 2800	4АА56А4 4АА63В2	0,12 0,55	1370 2810	27 32	26 28
	105	А0Л11-4 А0Л2-11-2	0,12 0,8	1400 2815	4АА56А4 4А71А2	0,12 0,75	1370 2810	27 34	26 30
3,2	95	А0Л21-4 А0Л2-21-2	0,27 1,5	1400 2850	4АА63А4 4А80А2	0,25 1,5	1370 2860	44 43	42 45
	100	А0Л21-4 А0Л2-22-2 А0Л2-21-2	0,27 2,2 1,5	1400 2850 2850	4АА63А4 4А80В2 4А80А2	0,25 2,2 1,5	1370 2860 2860	44 56 54	42 58 59
	105	А0Л22-4 А0Л2-22-2	0,4 2,2	1400 2850	4АА63В4 4А80В2	0,37 2,2	1370 2860	46 57	42 57
4	95	А0Л2-11-6 А0Л2-11-4 А02-32-2	0,4 0,6 4,0	935 1410 2900	4А71А6 4А71А4 4А100SА2	0,37 0,55 4	920 1370 2880	80 82 123	84 86 113
	100	А0Л2-11-6 А0Л2-12-4 А02-41-2	0,4 0,8 5,5	935 1410 2900	4А71А6 4А71В4 4А100В2	0,37 0,75 5,5	920 1370 2880	81 85 134	85 89 112
	105	А0Л2-11-6 А0Л2-21-4 А02-42-2	0,4 1,1 7,5	935 1410 2900	4А71А6 4А80А4 4А112МА2	0,37 1,1 7,5	920 1400 2900	81 85 134	85 83 116

Справочник по гидравлике

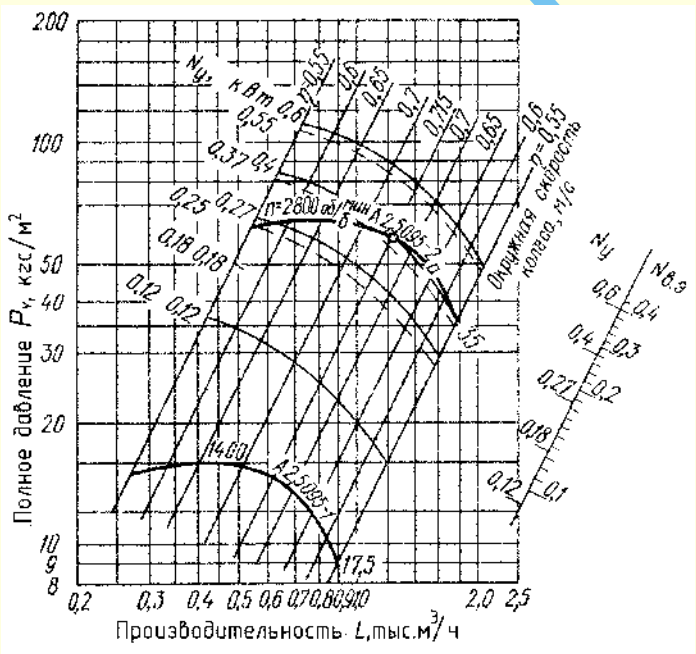
Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5	90	А0Л2-12-6 А0Л2-22-4	0,6 1,5	930 1420	4А71В6 4А80В4	0,55 1,5	920 1400	113 119	111 117
	95	А0Л2-12-6 А02-3I-4 А0Л2-22-4	0,6 2,2 1,5	930 1420 1420	4А71В6 4А90LА4 4А80В4	0,55 2,2 1,5	920 1420 1400	114 127 120	112 113 118
	100	А0Л2-21-6 А02-31-4 А0Л2-22-4	0,8 2,2 1,5	930 1420 1420	4А80А6 4А90LА4 4А80В4	0,75 2,2 1,5	930 1420 1400	118 128 120	120 114 118
	105	А0Л2-21-6 А02-32-4 А02-3I-4	0,8 3,0 2,2	930 1420 1420	4А80А6 4А100SА4 4А90LА4	0,75 3 2,2	930 1425 1420	118 134 129	120 124 115
6,3	95	А02-31-6 А02-42-4 А02-41-4	1,5 5,5 4,0	930 1440 1440	4А90LА6 4А112МА4 4А100LВ4	1,5 5,5 4	930 1450 1425	191 222 219	177 203 197
	100	А02-32-6 А02-51-4 А02-42-4	2,2 7,5 5,5	930 1440 1440	4А100LВ6 4А132S4 4А112МА4	2,2 7,5 5,5	930 1450 1450	202 294 226	199 281 207
	105	А02-32-6 А02-51-4	2,2 7,5	930 1440	4А100LВ6 4А132S4	2,2 7,5	930 1450	200 271	197 258
8	–	А02-52-6 А02-51-6	7,5 5,5	965 965	4А132М6 4А132S6	7,5 5,5	960 960	388 368	369 356
10	–	А02-62-8 А02-72-6	10 22	725 970	4А160М8 4А200М6 4А180М6*	11 22 1 8,5	725 980 980	663 738	652 769 684

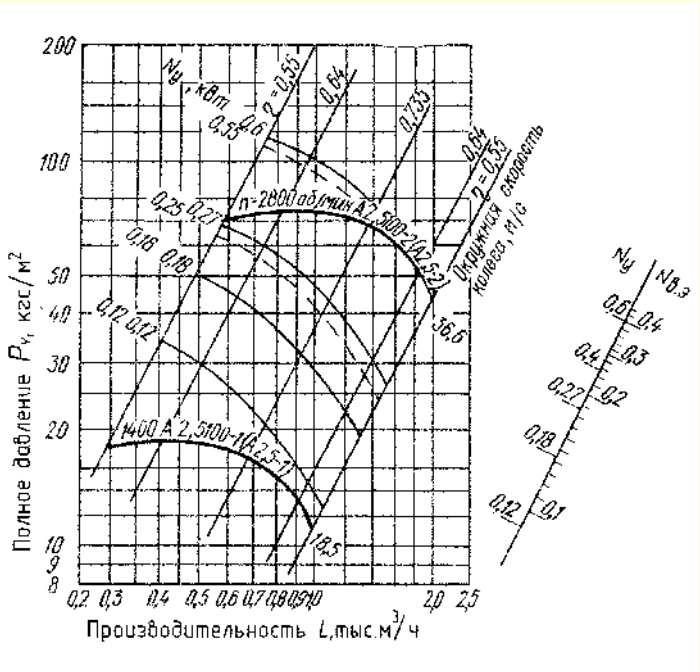
СПРАВОЧНИК ПО ГИДРОВЗЛИКЕ

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

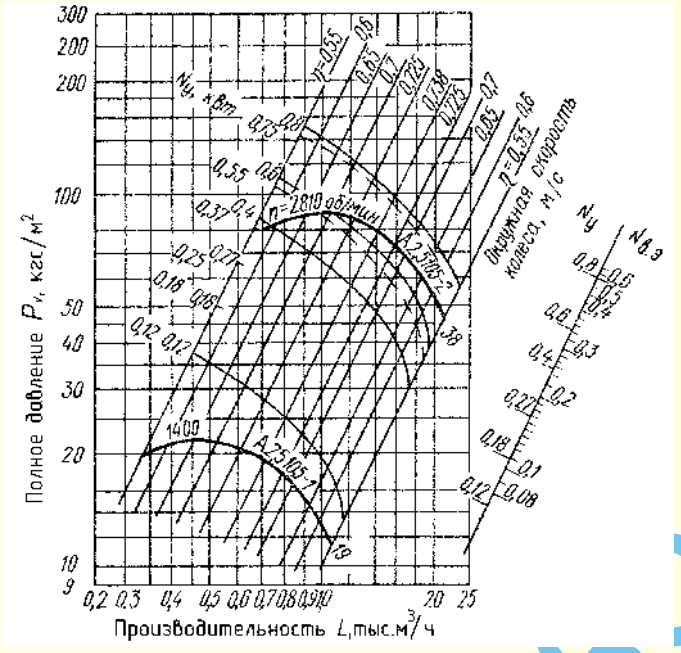
ВЦ4-70 № 2,5 $D = 0{,}95D_{ном}$



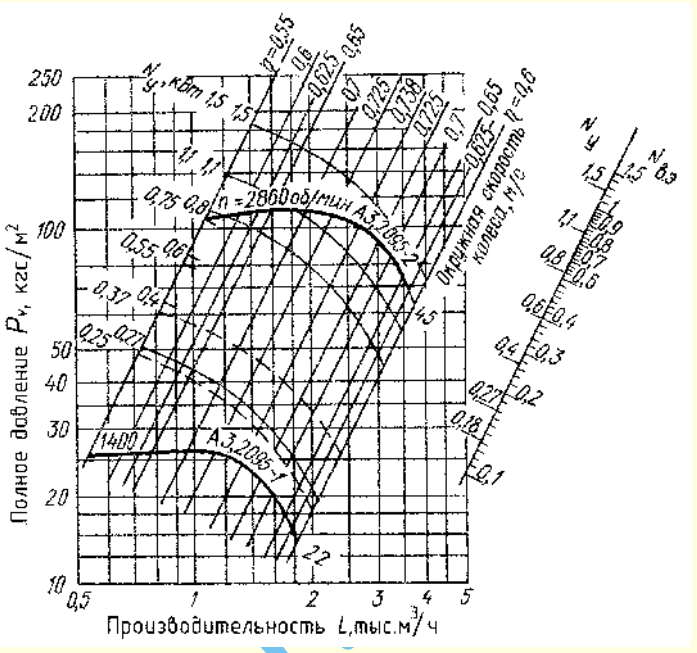
ВЦ4-70 № 2,5 $D = D_{ном}$



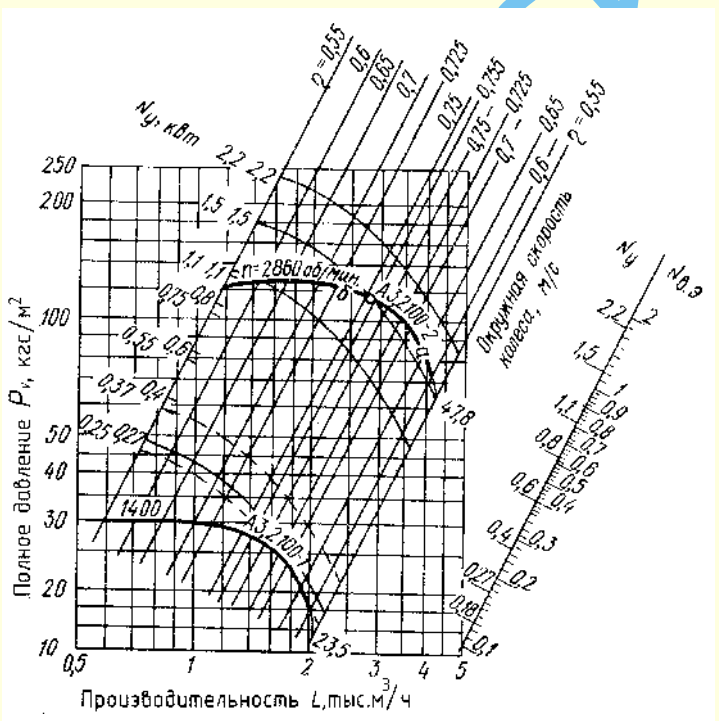
ВЦ4-70 № 2,5 $D = 1{,}05D_{ном}$



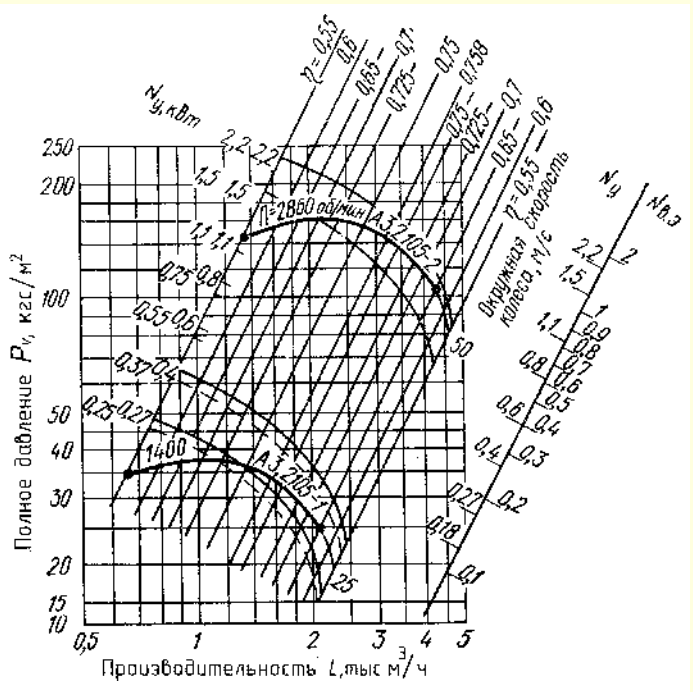
ВЦ4-70 № 3,2 $D = 0{,}95D_{ном}$



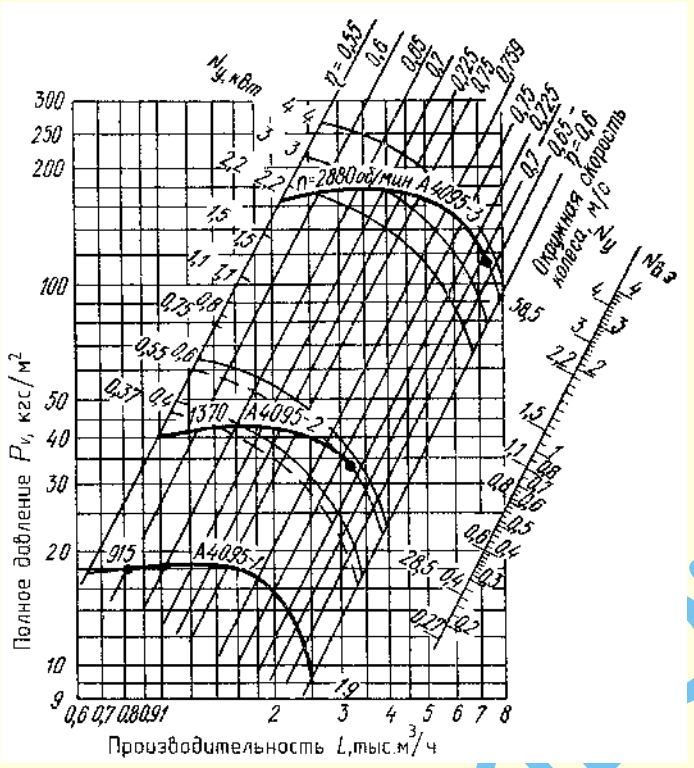
ВЦ4-70 № 3,2 $D = D_{ном}$



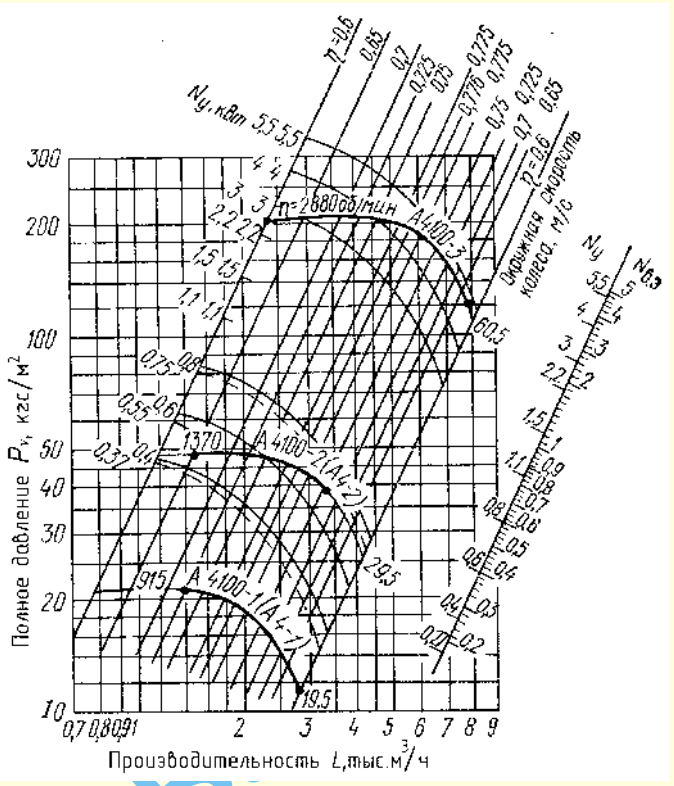
ВЦ4-70 № 3,2 $D = 1{,}05D$



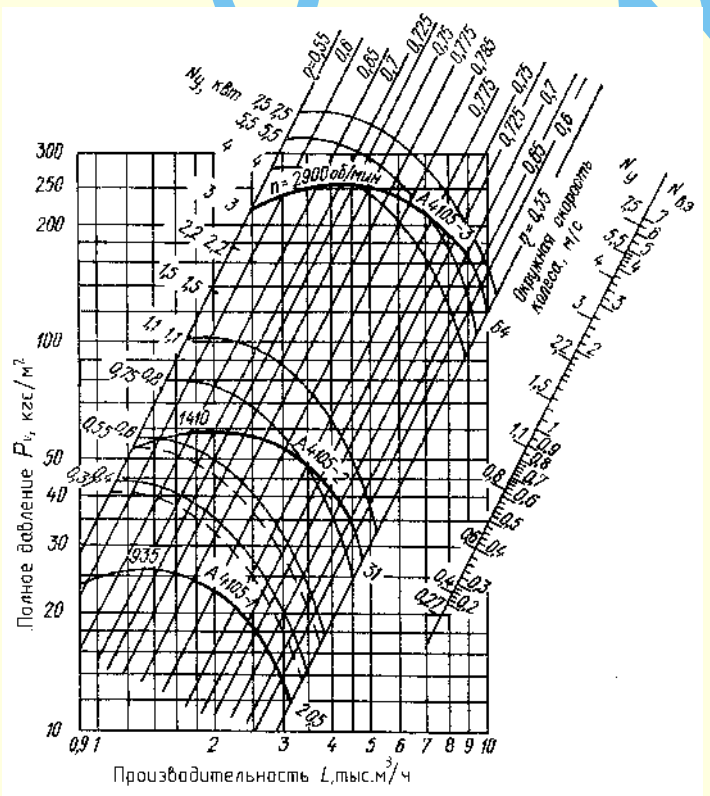
ВЦ4-70 № 4 $D = 0{,}95D_{ном}$



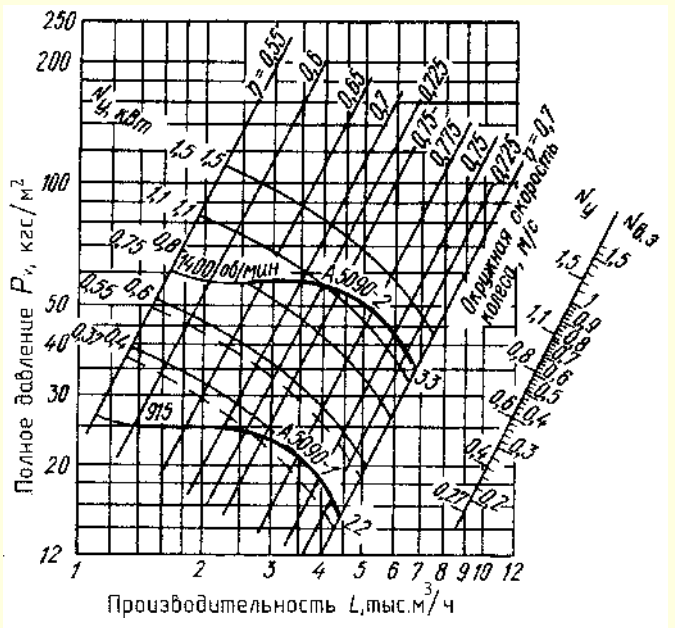
ВЦ4-70 № 4 $D = D_{ном}$



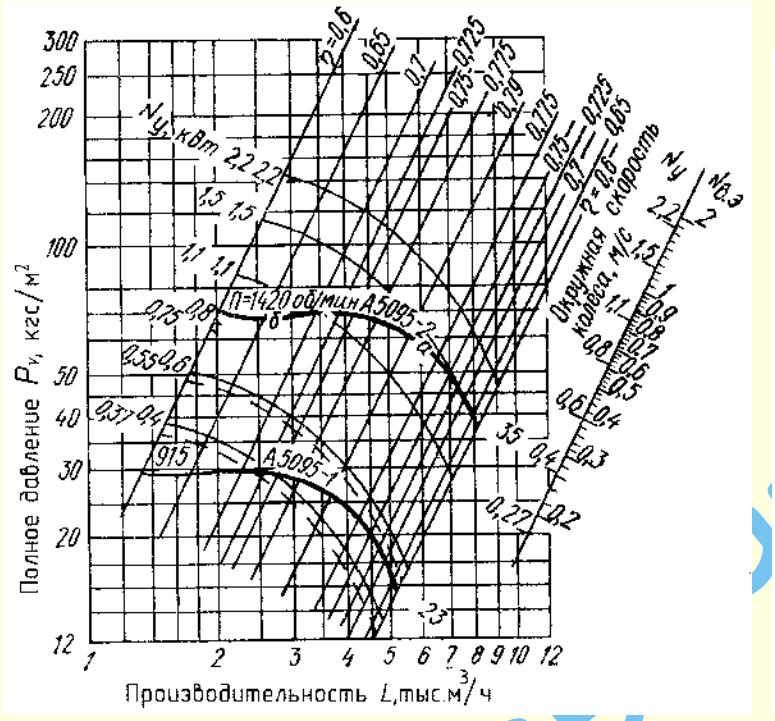
ВЦ4-70 № 4 $D = 1{,}05D_{ном}$



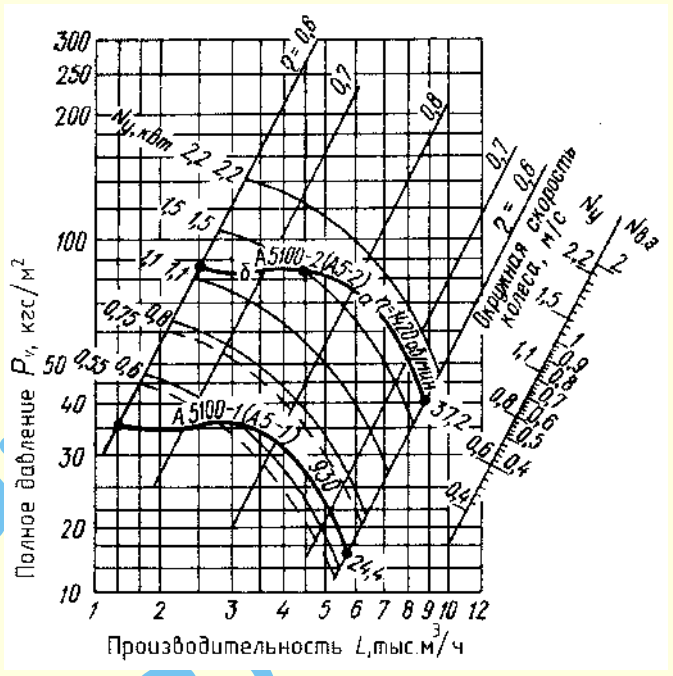
ВЦ4-70 № 5 $D = 0{,}9D_{ном}$



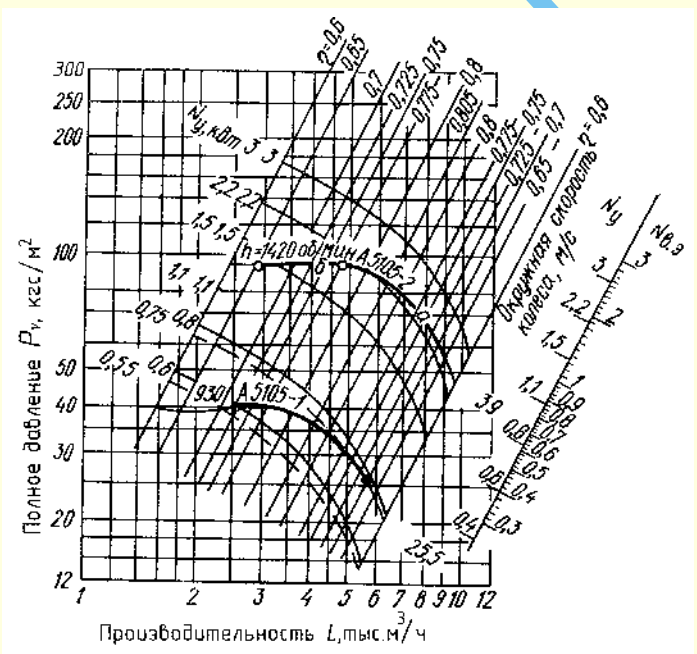
ВЦ4-70 № 5 $D = 0{,}95D_{ном}$



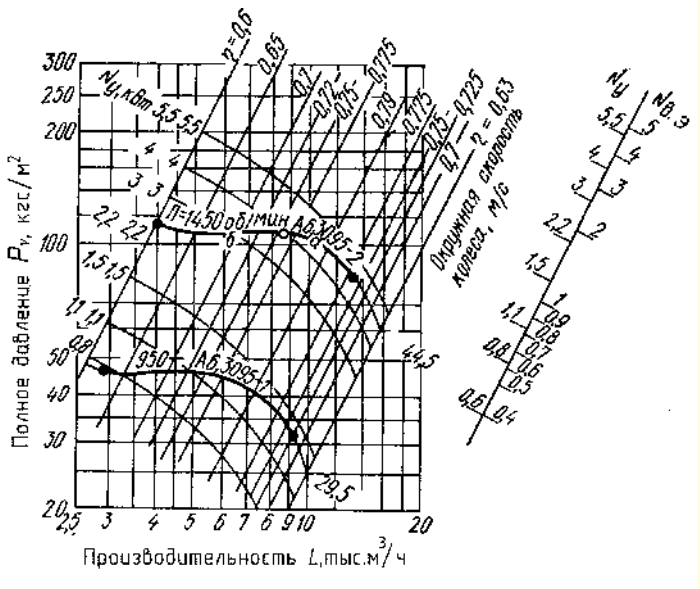
ВЦ4-70 № 5 $D = D_{ном}$



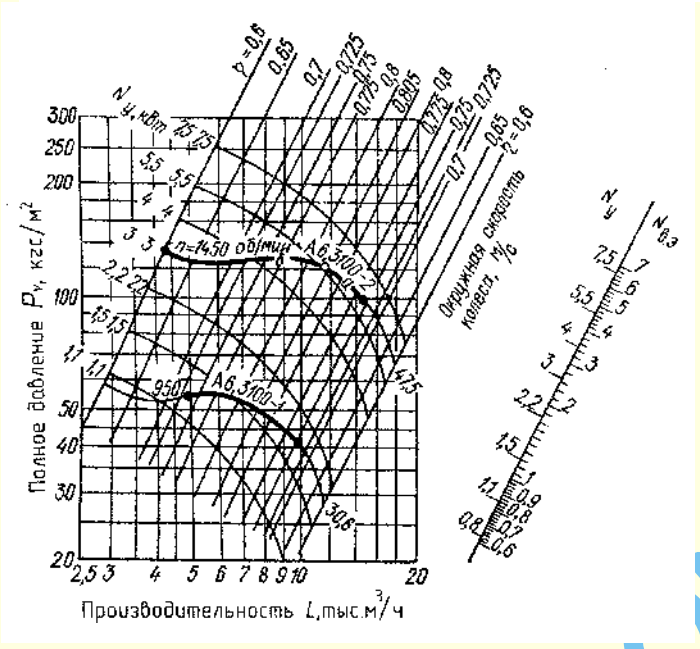
ВЦ4-70 № 5 $D = 1{,}05D_{ном}$



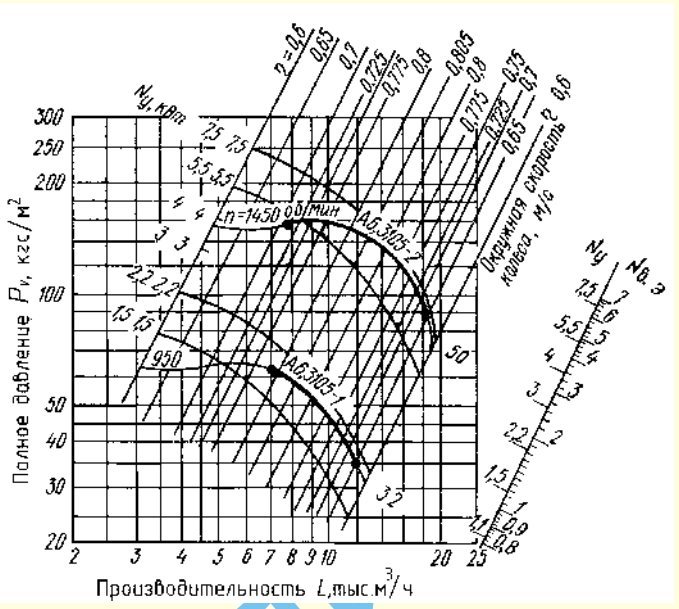
ВЦ4-70 № 6,3 $D = 0{,}95D_{ном}$



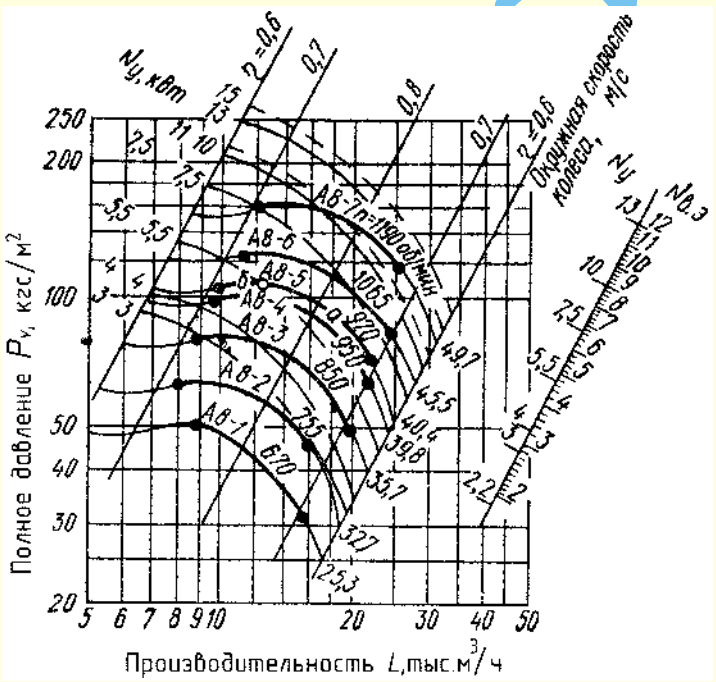
ВЦ4-70 № 6,3 $D = D_{ном}$



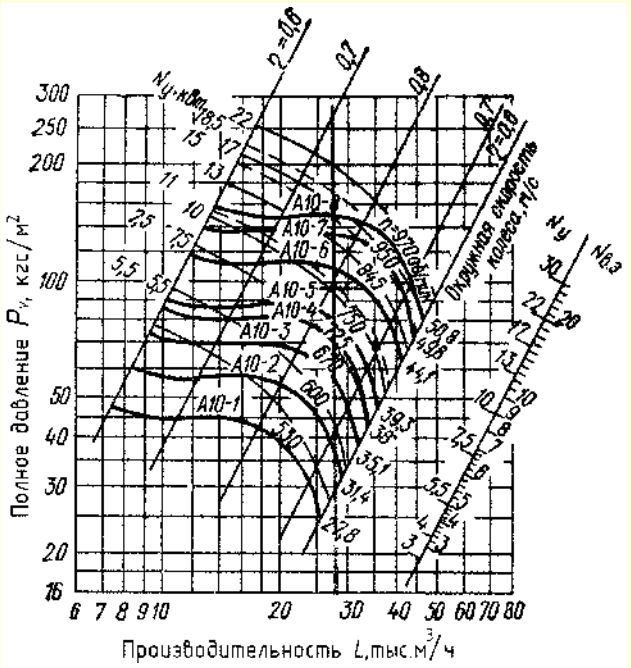
ВЦ4-70 № 6,3 $D = 1{,}05D_{ном}$



ВЦ4-70 № 8 $D = D_{ном}$

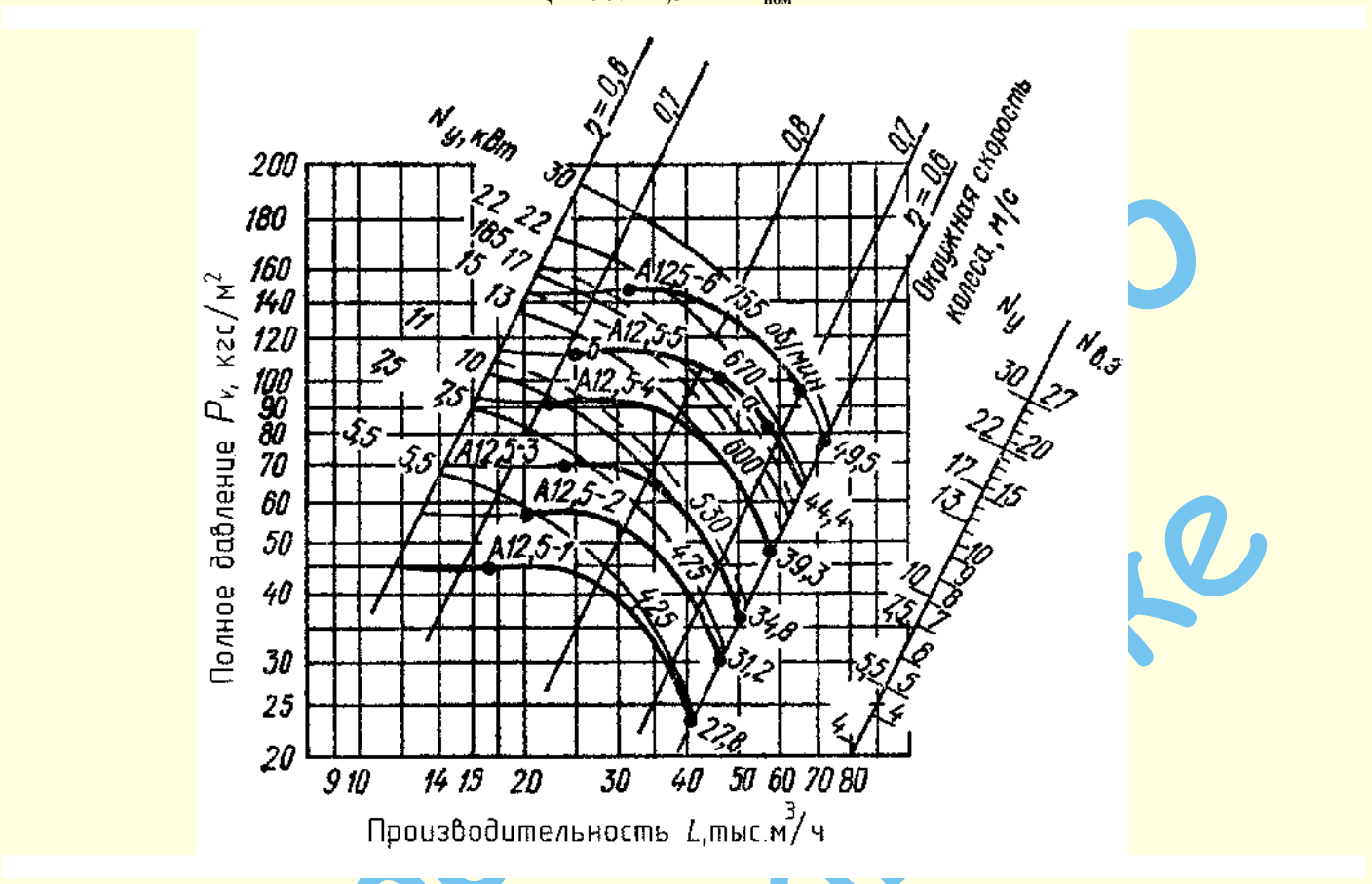


ВЦ4-70 № 10 $D = D_{ном}$

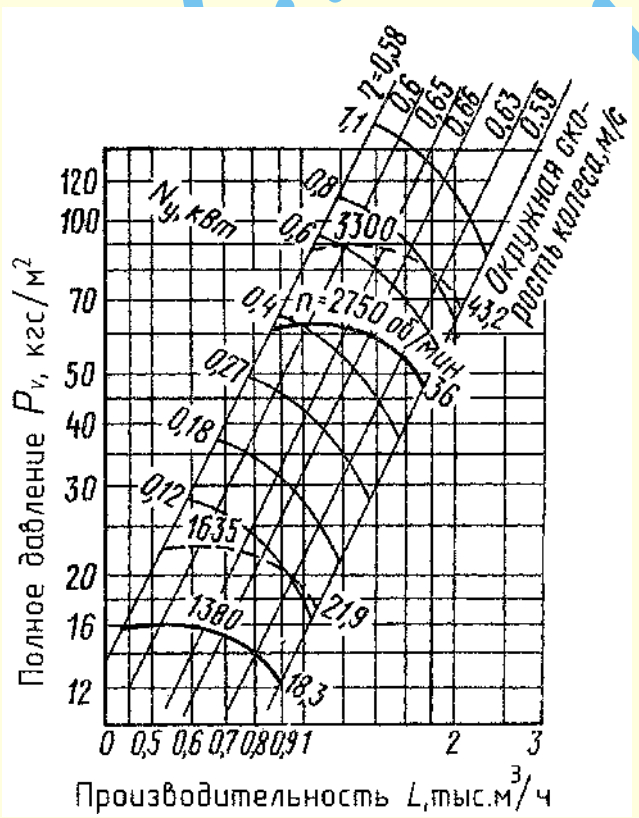


Справочник гидравлика

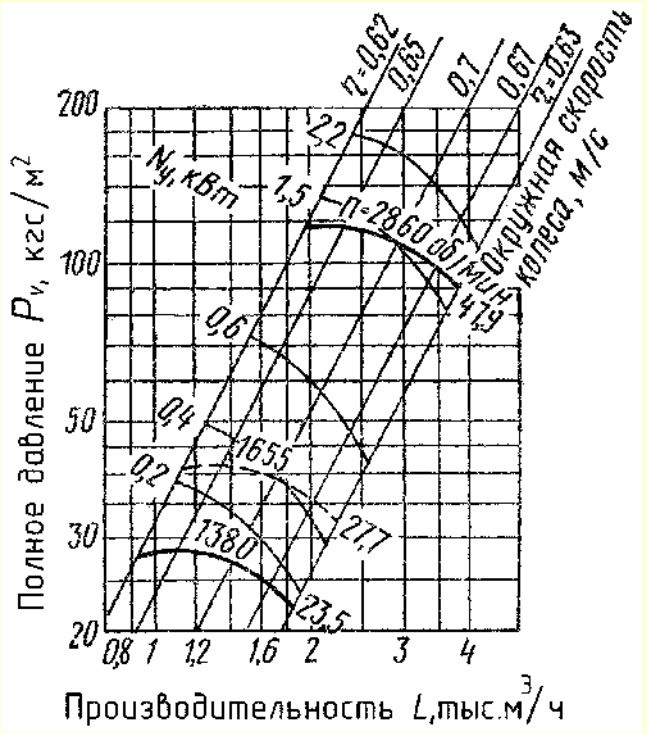
Ц4-70 № 12,5 $D = D_{ном}$



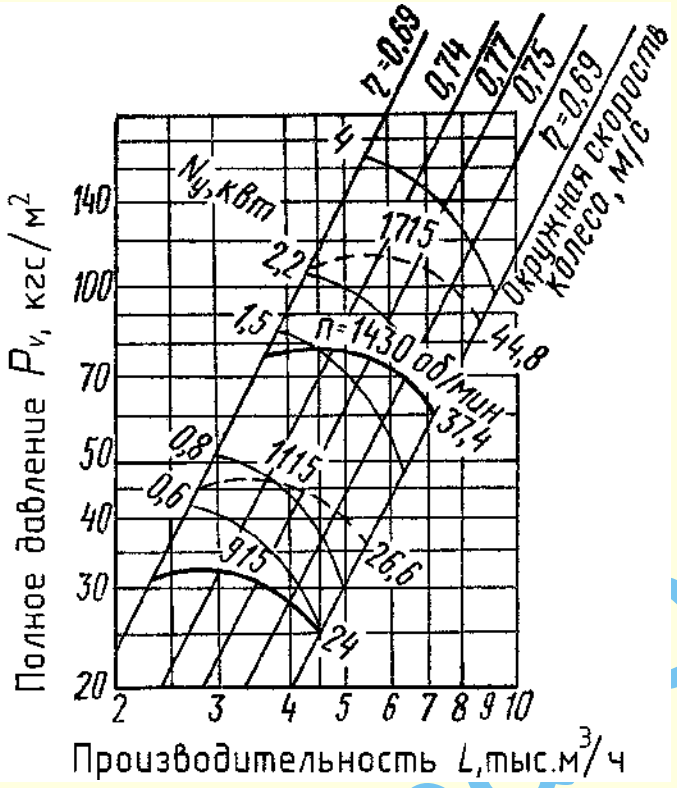
ВЦ4-70 № 2,5 в искрозащищенном исполнении



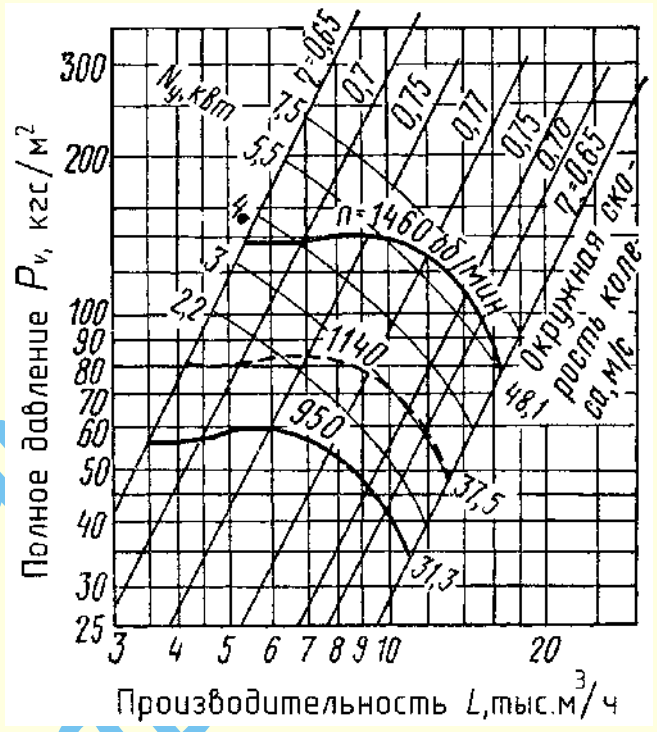
ВЦ4-70 № 3,2 в искрозащищенном исполнении



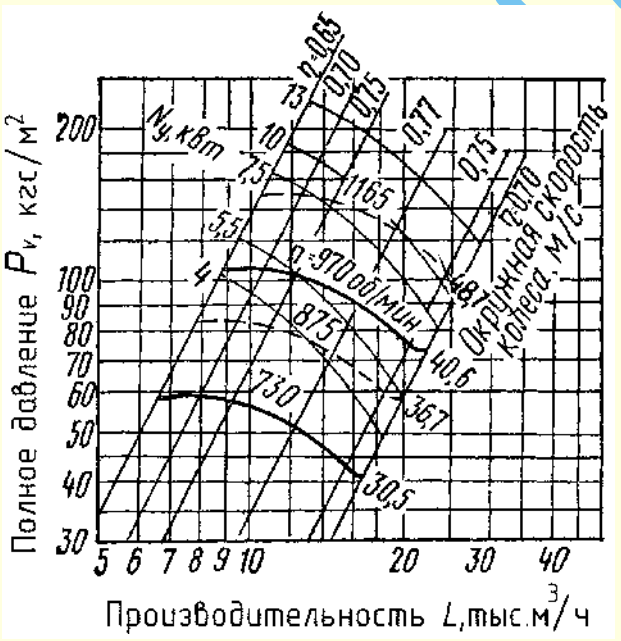
ВЦ4-70 № 5 в искрозащищенном исполнении



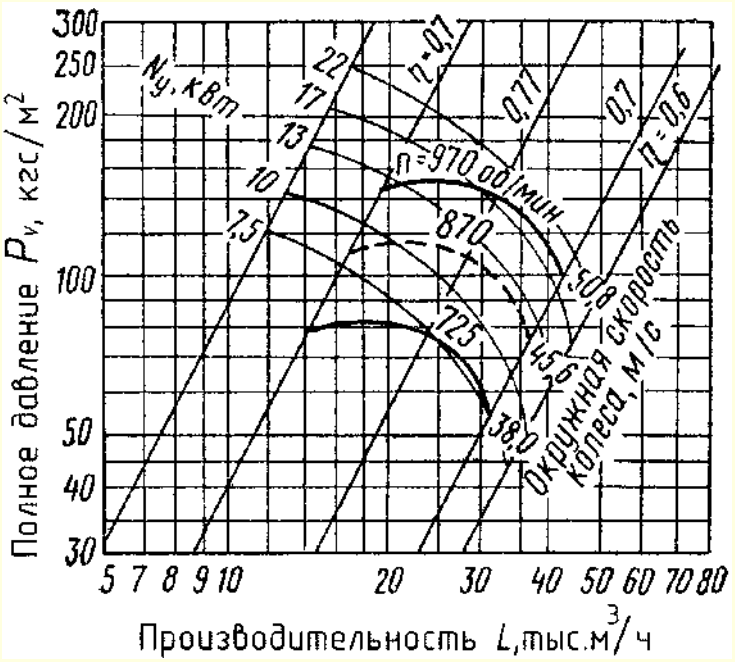
ВЦ4-70 № 6,3 в искрозащищенном исполнении



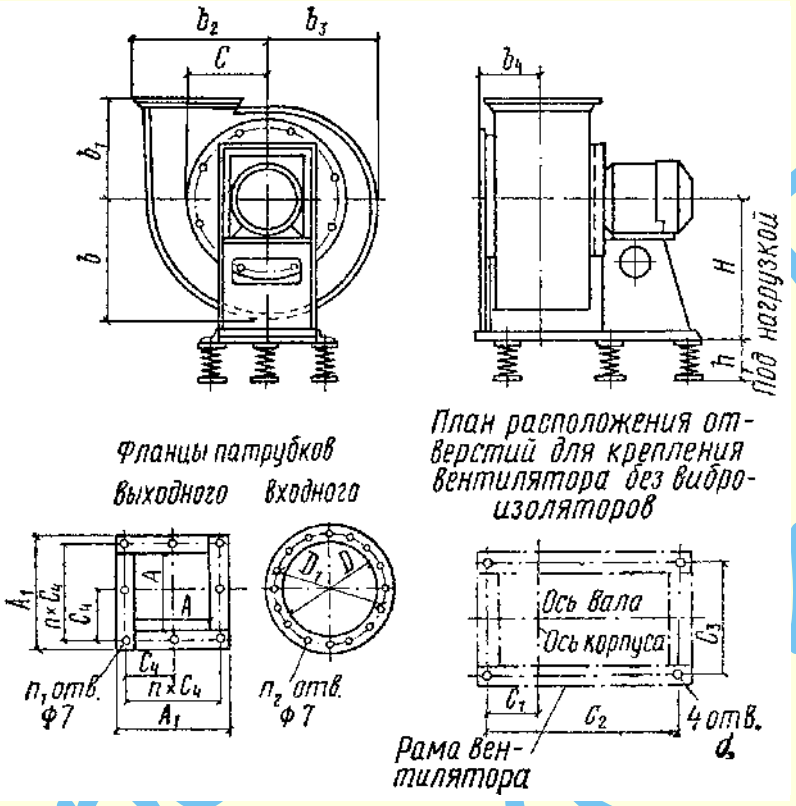
ВЦ4-70 № 8 в искрозащищенном исполнении



ВЦ4-70 № 10 в искрозащищенном исполнении



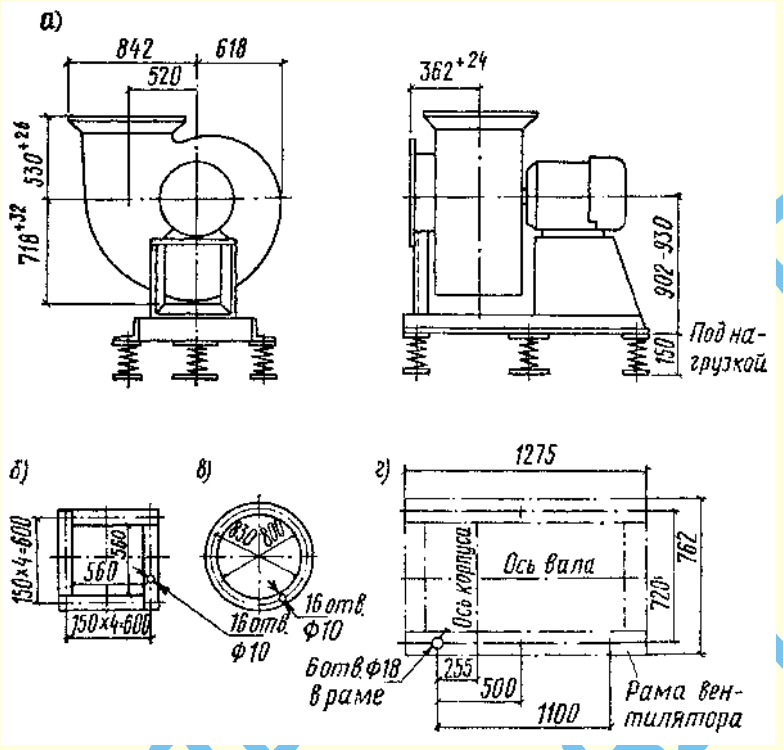
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ Ц4-70 С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ДИАМЕТРАМИ КОЛЕС (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



№ вентилятора	Серия электродвигателя		H	h	b	b_1	b_2	b_3	b_4	C	C_1	C_2	C_3	d	A	A_1	C_4	n, шт.	n_1, шт.	D	D_1	n_2, шт.
	А02	4А																				
2,5	А0Л11-4 А0Л2-11-2 А0Л21-2 А0Л22-2	4АА56А4 4А71А2 4АА63А2 4АА63В2	310–19 325–19 325–27	68	232	197	280	200	155	163	125	400	260	12	175	200	100	2	8	250	280	8
3,2	А0Л21-4 А0Л22-4 А0Л 2-21-2 А0Л2-22-2	4АА63А4 4АА63В4 4А80А2 4А80В2	380–27 390–20	66	296	240	346	256	179	208	160	560	340	12	224	255	100	2	12	320	345	8
4	А0Л2-11-4 А0Л2-11-6 А0Л2-12-4 А0Л2-21-4 А02-32-2 А02-41-2 А02-42–2	4А71А4 4А71А6 4А71В4 4А80А4 4А100SА2 4А100LВ2 4А112МА2	470–19 480–20 492–12 492–32 512–20	76	365	300	427	315	207	260	200	650	370	12	280	310	100	2	12	400	430	8
5	А0Л2-12-6 А0Л2-21-6 А0Л2-22-4 А02-31-4 А02-32-4	4А71В6 4А80А6 4А80В4 4А90LА4 4А100SА4	560–19 570–20 582–22 582–12	98	451	360	527	392	242	326	230	730	390	12	350	380	100	3	16	500	530	16
6,3	А02-31-6 А02-32-6 А02-41-4 А02-42-4 А02-51-4	4А90LА6 4А100LВ6 4А100LВ4 4А112МА4 4А132S4	700–22 700–12 720–32 720–20 748–28	110	567	430	657	489	288	410	285	900	480	15	441	470	100	4	20	630	660	16

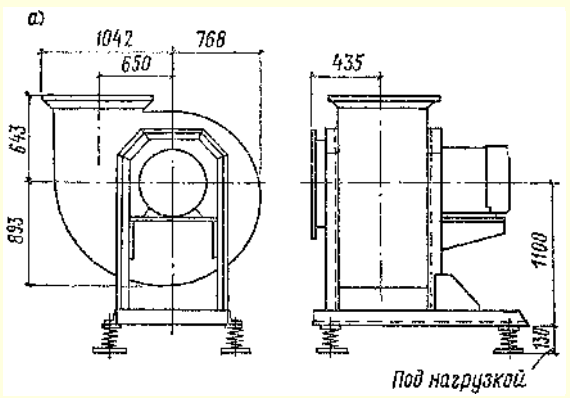
Примечания: 1. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса по ГОСТ 5976–73.

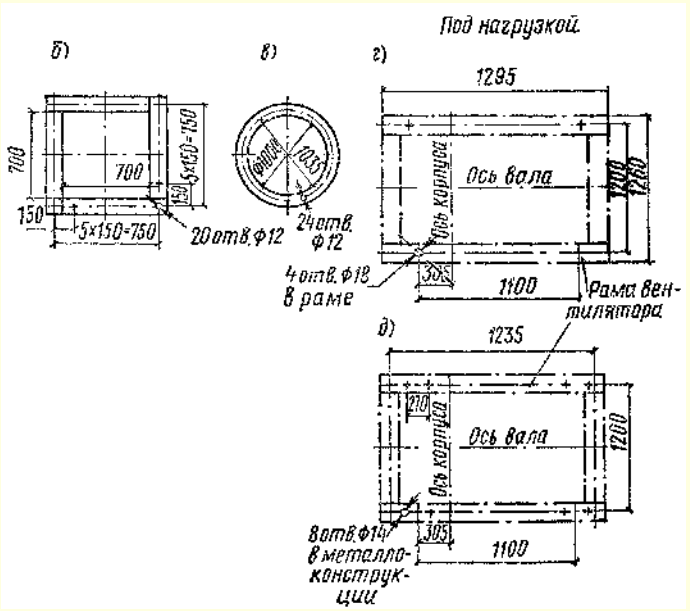
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ВЕНТИЛЯТОРА Ц4-70 № 8 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



а – общий вид вентилятора; *б* – фланец выходного патрубка; *в* – фланец входного патрубка; *г* – план расположения отверстий для крепления вентилятора без виброизоляторов

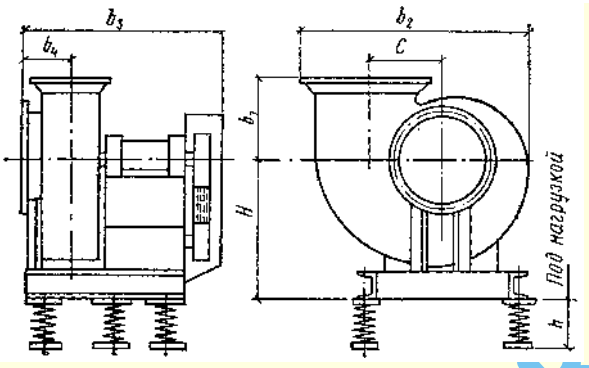
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ВЕНТИЛЯТОРА Ц4-70 № 10 (ИСПОЛНЕНИЕ 1) СО СТОЙКОЙ ИЗ ПРОФИЛЬНОГО ПРОКАТА

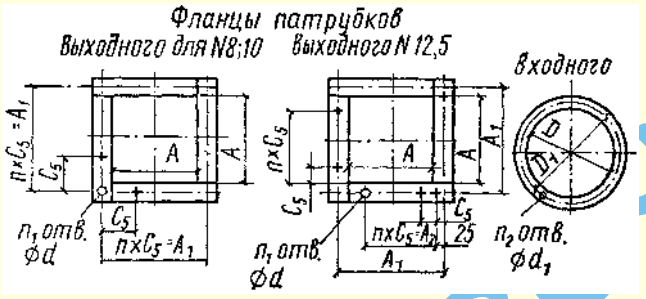


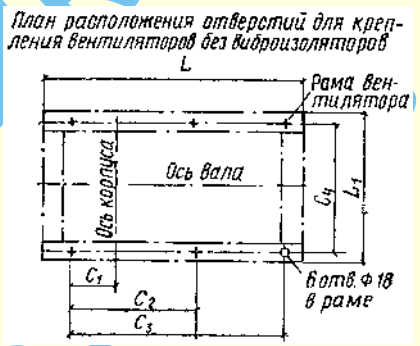


а – общий вид вентилятора; *б* – фланец выходного патрубка; *в* – фланец входного патрубка; *г* – план расположения отверстий для крепления вентилятора без виброизоляторов; *д* – план расположения виброизоляторов

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ВЕНТИЛЯТОРА Ц4-70 № 8, 10, 12,5 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)







№ вентилятора	Тип виброизолятора	Число виброизоляторов	H	h	b_1	b_2	b_3	b_4	C	C_1	C_2	C_3	C_4	L	L_1	A	A_1	C_5	d	n, шт.	n_1	D	D_1	d_1	n_2, шт
8	Д043	5	1000	145^{+10}	530	1457	1415	386	520	255	600	1100	720	1275	762	560	600	150	10	4	16	800	830	10	16
10	Д044		1170	172^{+10}	656	1807	1620	454	650	360	720	1260	840	1440	884	700	750	150	12	5	20	1000	1035	12	24
12,5	Д045		1540	213^{+10}	815	2245	1967	543,5	812,2	390	785	1535	1080	1785	1124	875	925	125	12	6	28	1250	1285	12	24

Примечание: Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса по ГОСТ 5976–73.

Справочник по гидравл

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ВЦ 4-76

Общие сведения

- Низкого давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 12
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

- Стационарные системы вентиляции
- Другие производственные и санитарно-технические цели

Варианты изготовления

- Общего назначения из углеродистой стали
- Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К)
- Вентиляторы Ц4-76 № 16 и 20 изготовляют правого и левого вращения с положениями корпуса 0; 45; 90; 180 и 315° по ГОСТ 5976–73.

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат; 2–я категория размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения.

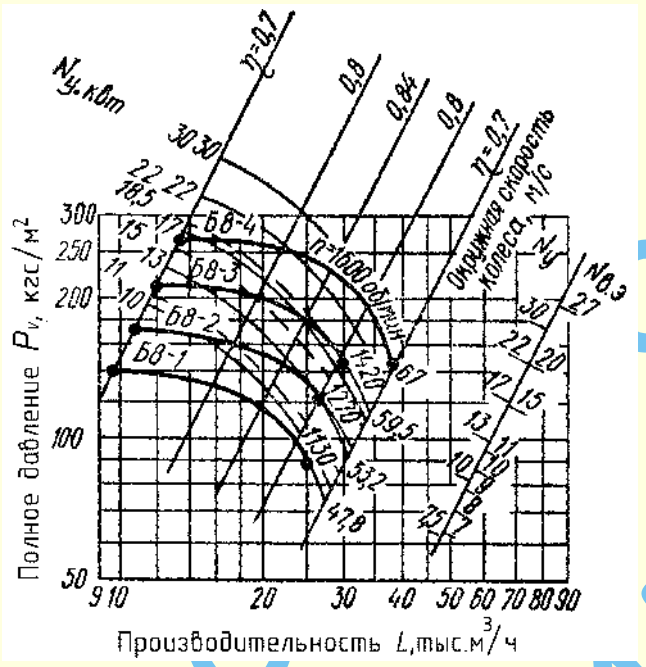
На индивидуальных аэродинамических характеристиках вентиляторов над кривой давления указаны скорости вращения вентиляторов n, об/мин, а справа — окружные скорости рабочих колес, м/с. На аэродинамических характери-

стиках даны линии установочных мощностей N_y для электродвигателей серии А2 и А02 (проведены сплошными линиями), так для электродвигателей серии 4А (пунктирными линиями). Значения N_y, соответствующие двигателям серий А2 и А02, указаны слева от графика в правом столбце, а значения N_y, соответствующие двигателям серии 4А, – в левом. В тех случаях, когда значения N_y для двигателей этих серий совпадают, кривые мощностей проведены сплошными линиями.

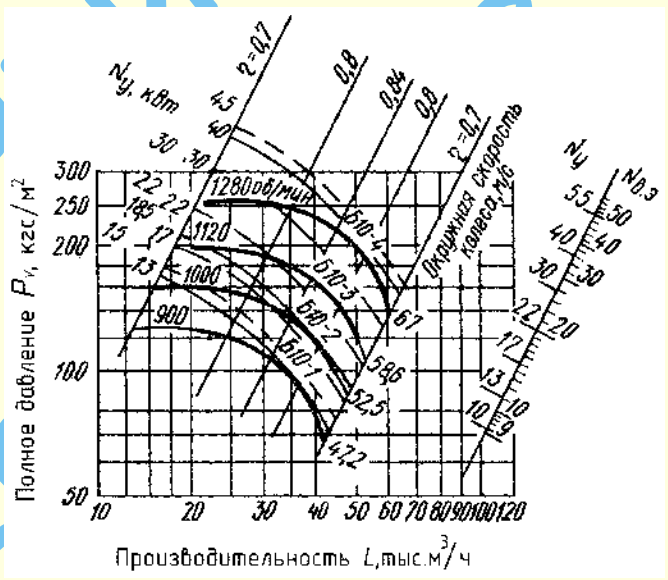
На индивидуальных аэродинамических характеристиках проведены линии постоянного КПД вентилятора – η. Рабочая область (энергетически выгодная) на индивидуальных аэродинамических характеристиках выделена жирной линией.

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

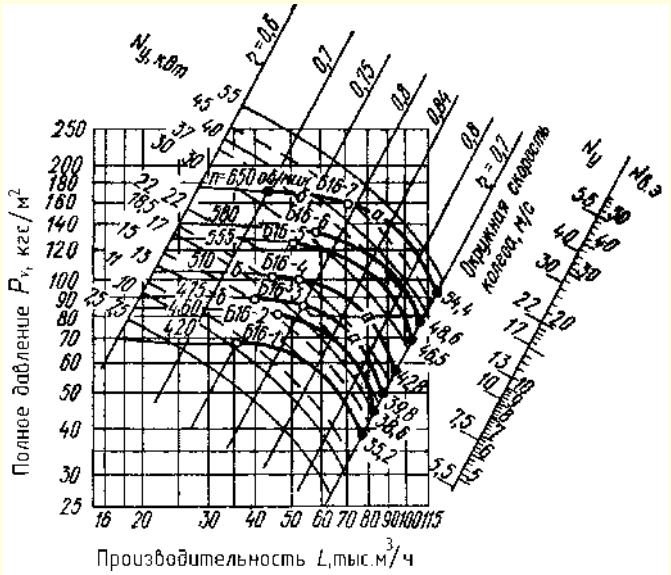
ВЦ4-76 № 8



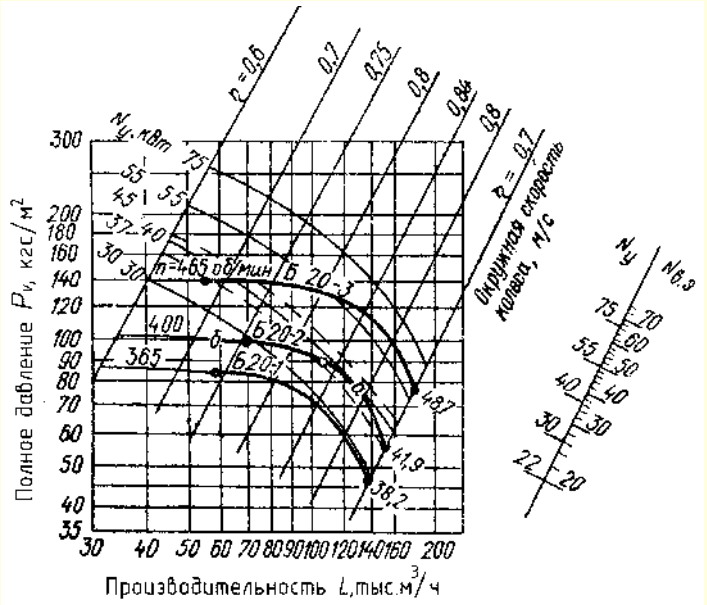
ВЦ4-76 № 10

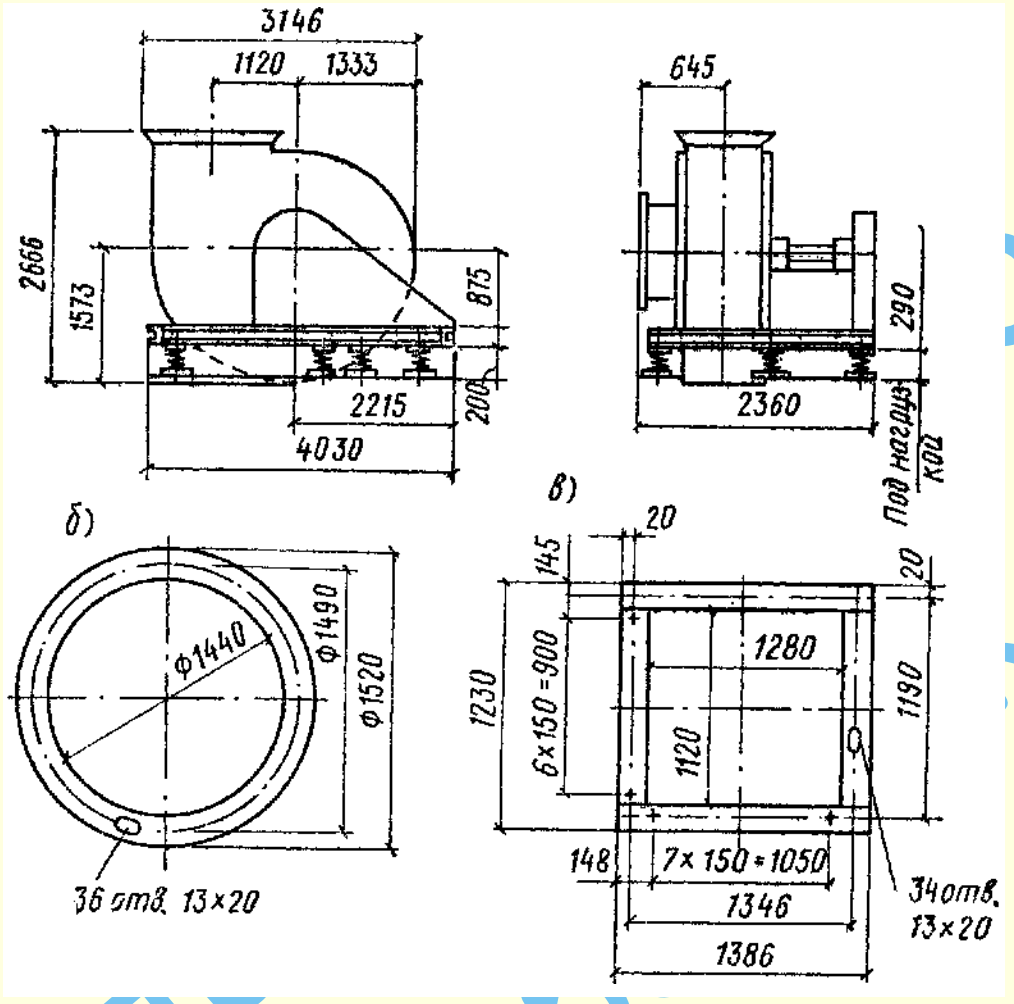


ВЦ4-76 № 16

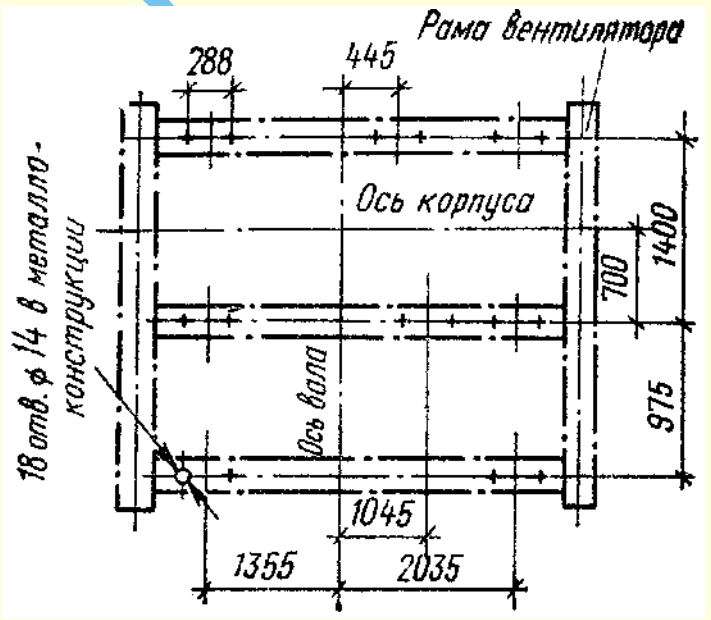


ВЦ4-76 № 20

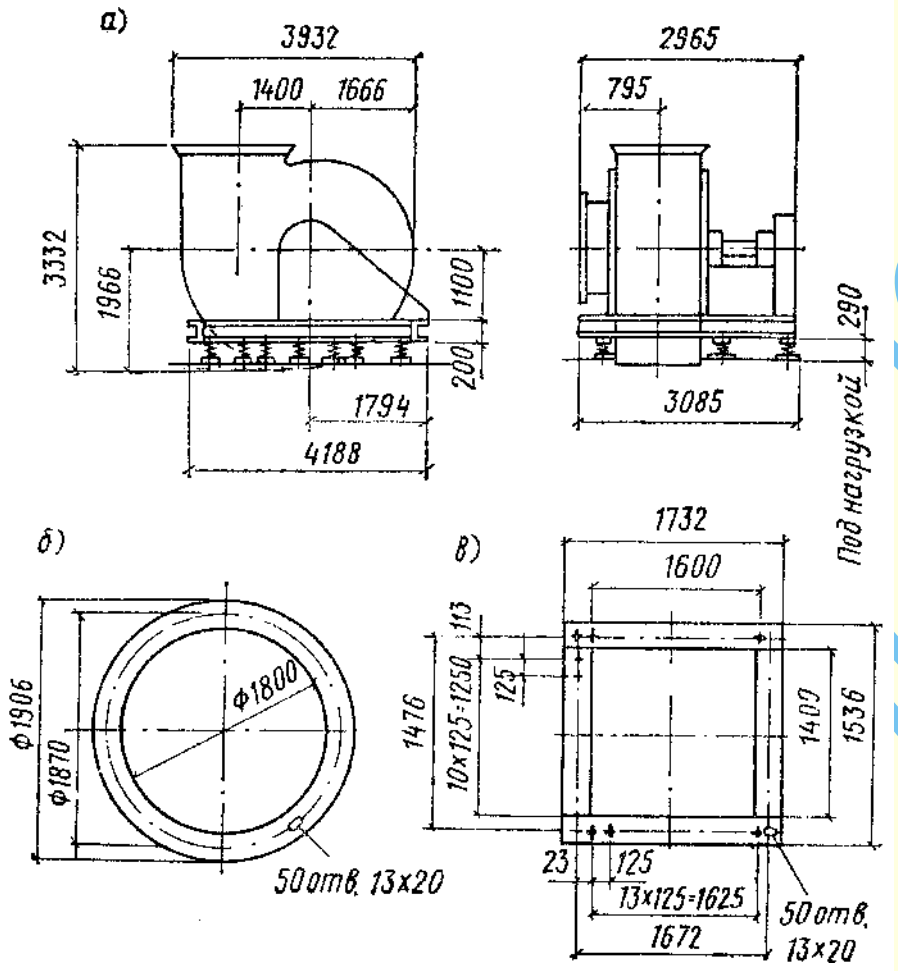




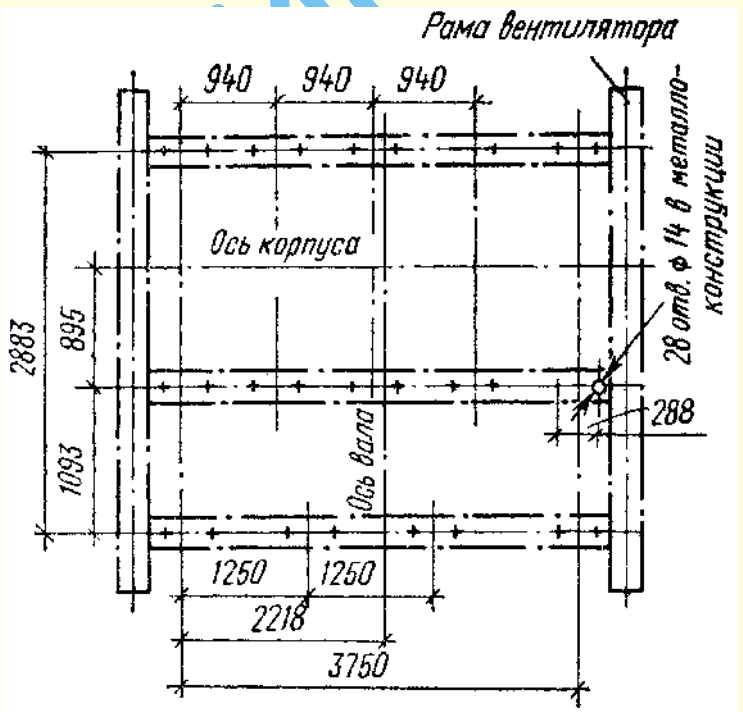
Вентилятор Ц4-76 № 16 (исполнение 6):
а – общий вид вентилятора; *б* – фланец входного патрубка; *в* – фланец выходного патрубка



План расположения виброизоляторов для вентиляторов Ц4-76 № 16 правого вращения

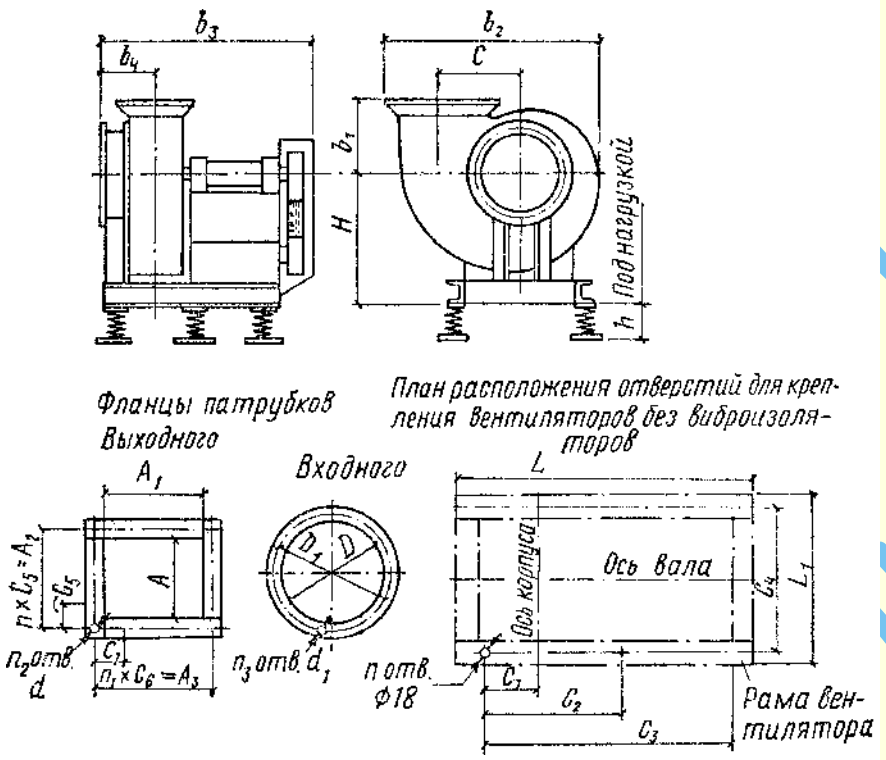


Вентилятор Ц4-76 № 20 (исполнение 6):
а – общий вид вентилятора; *б* – фланец входного патрубка; *в* – фланец выходного патрубка



План расположения виброизоляторов для вентиляторов Ц4-76 № 20 правого вращения

Основные присоединительные и установочные размеры, мм, вентиляторов Ц4-76 № 8; 10 (исполнение 6)



№ вентилятора	Серия электродвигателя		H	h	b_1	b_2	b_3	b_4	C	C_1	C_2	C_3	C_4	L	L_1	n, шт.
	А02	А4														
8	А02-52-4	4А132М4	1005	130^{+10}	540	1580	1434	370	560	20	–	950	750	1184	782	4
	А02-61-4	4А160S4														
	А02-71-4	4А180S4	1005	130^{+10}	540	1580	1450	370	560	20	690	950	840	1208	880	6
	А02-72-4	4А180М4	1005	130^{+10}	540	1580	1450	370	560	20	710	950				
10	А02-62-4	4А160М4	1250	130^{+10}	670	1960	1703	462	698	42,5	70	1200	840	1415	880	6
	А02-71-4	4А180S4														
	А02-72-4	4А180М4	1250	130^{+10}	670	1960	1792	462	698	36	940	1200	840	1472	880	
	А02-81-4	4А200L4	1250	130^{+10}	670	1960	1792	462	698	36	960	1200	840	1472	880	

Продолжение таблицы

№ вентилятора	Серия электродвигателя		A	A_1	A_2	A_3	C_5	C_6	d	n_1, шт.	n_2, шт.	D	D_1	d_1
	А02	4А												
8	А02-52-4	4А132М4	560	640	600	680	150	170	10×16	4	16	800	830	10
	А02-61-4	4А160S4												
	А02-71-4	4А180S4												
	А02-72-4	4А180М4												
10	А02-62-4	4А160М4	710	810	750	850	150	170	12×20	5	20	1000	1035	12
	А02-71-4	4А180S4												
	А02-72-4	4А180М4												
	А02-81-4	4А200 L4												

Примечания: 1. Вентиляторные агрегаты изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса по ГОСТ 5976–73.
2. План расположения виброизоляторов и размеры для их крепления приведены в таблице и на эскизе.

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ В.Ц5

Общие сведения

Серию В. Ц5 составляют вентиляторы трех типов; В.Ц5-35, В.Ц5-45, В.Ц5-50

- Среднего давления
- Одностороннего всасывания
- Непосредственный привод
- Корпус спиральный неповоротный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 9 (В.Ц5-35); 10 (В.Ц5-45); 9 (В.Ц5-50)
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

Стационарные системы:

- вентиляции, кондиционирования
- воздушного отопления
- технологических линий пневмотранспорта в размольном отделении мукомольных заводов

Варианты изготовления

ТУ 22-5661–84

- Взрывозащищенные из разнородных металлов

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат; 2-я категория размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения. Ограничения условий эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов см. таблицу на стр. 1023.

Взрывозащищенные из разнородных металлов (В1)

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. $м^3$/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
В.Ц5-35-3,55В1-01	1	АИМ71А2	0,75	2840	0,5–0,9	1870–1600	66	ВР-201	4–6
		АИМ71В2	1,1	2840	0,5–1,75	1870–1300	67	ВР-202	4
В.Ц5-35-4В1-01	1	АИМ80В2	2,2	2930	0,85–2,3	2750–1970	94	ВР-201	4–6
								ВР-202	
В.Ц5-35-8В1-01	1	АИМ132М4	11	1450	5,0–12,0	2900–2060	403	ВР-202	5–6
								ВР-203	4–6
В.Ц5-35-8В1-02	1	АИМ132М4	11	1450	4,5–12,2	3140–2260	403	ВР-202	5–6
								ВР-203	4–6
В.Ц5-35-8.5В1-01	1	АИМ132М4	11	1450	4,5–11,5	3300–2360	403	ВР-202	5–6
								ВР-203	4–6
В.Ц5-45-4,25В1-01	1	АИМ100S2	4	2900	1,7–4,5	2750–1900	145	ВР-201	4–6
								ВР-202	4–5
								ВР-203	4
В.Ц5-45-8В1-01	1	АИМ132М4	11	1450	6,5–12,0	2650–2300	407	ВР-202	5–6
								ВР-203	4–5
В.Ц5-45-8,5В1-01	1	АИМ160S4	15	1450	8,0–17,0	3140–2300	476	ВР-202	6
								ВР-203	4–6
В.Ц5-50-8В1-01	1	АИМ160S4	15	1450	10,0–20,0	2650–2260	507	ВР-202	6
								ВР-203	4–6
В.Ц5-50-8В1-02	1	АИМ160М4	18,5	1450	11,0–28,0	2750–1500	527	ВР-202	6
								ВР-203	4–6
В.Ц5-50-9В1-01	1	АИМ180М4	30	1450	16,0–35,0	3170–2260	695	ВР-203	5–7

Справочник по гидравлике

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц								*Lp*A, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
В.Ц5-35-3,55	2840	92	93	91	92	90	86	83	80	94,5
В.Ц5-35-4	2930	95	96	94	95	93	89	86	83	97,5
В.Ц5-35-8-01	1450	107	108	106	107	105	101	98	95	109,5
В.Ц5-35-8-02	1450	107	108	106	107	106	101	98	95	110
В.Ц5-35-8,5	1450	107	108	106	107	106	101	98	95	110
В.Ц5-45-4,25	2900	99	100	98	99	97	93	90	87	101,5
В.Ц5-45-8	1450	111	112	110	111	109	95	92	89	112,5
В.Ц5-45-8,5	1450	111	112	110	111	109	95	92	89	112,5
В.Ц5-50-8-01	1450	111	112	110	111	109	95	92	89	112,5
В.Ц5-50-8-02	1450	111	112	110	111	109	95	92	89	112,5
В.Ц5-50-9	1450	112	113	111	112	110	96	93	90	113,5

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора.

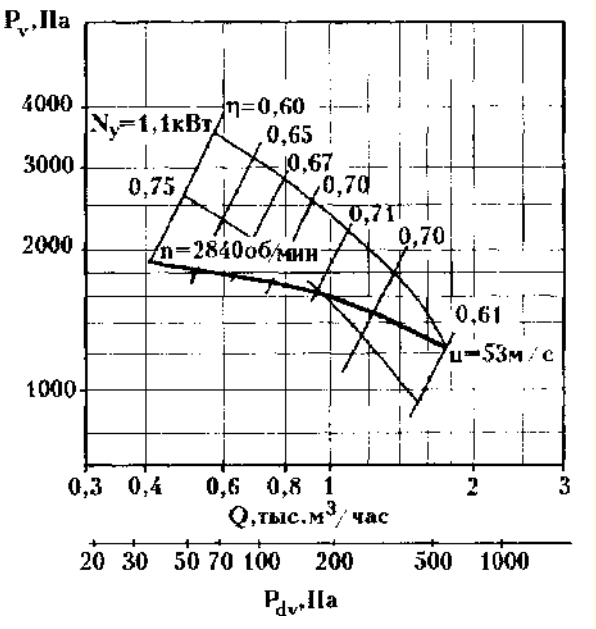
На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

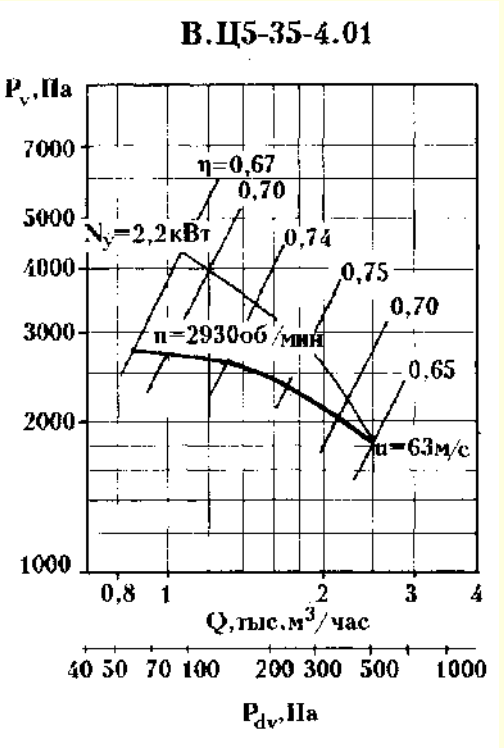
Справочник по гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)

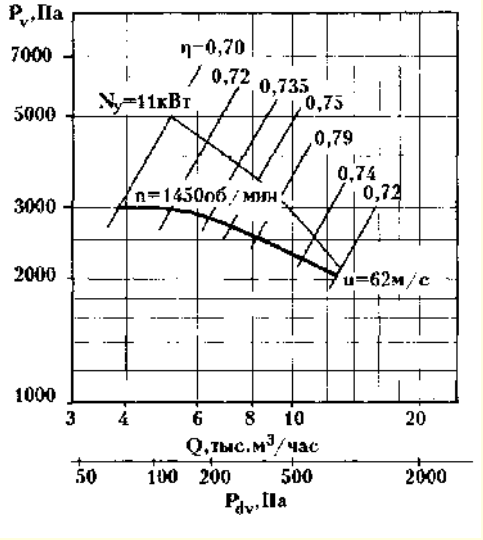
В.Ц5-35-3,55.01



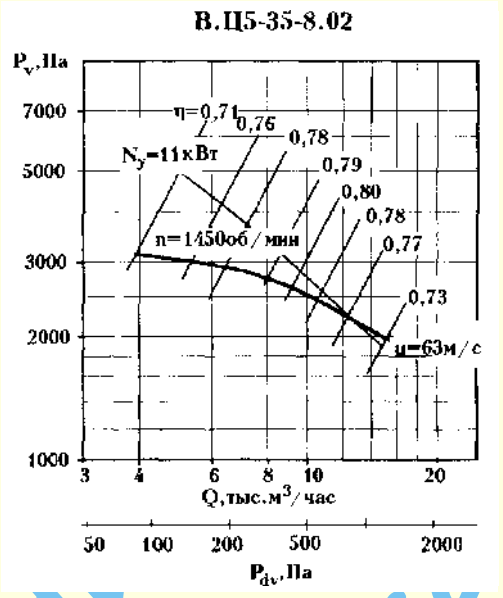
В.Ц5-35-4.01



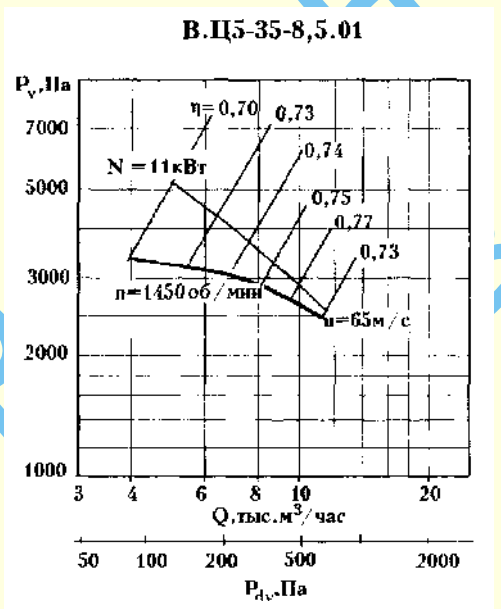
В.Ц5-35-8.01



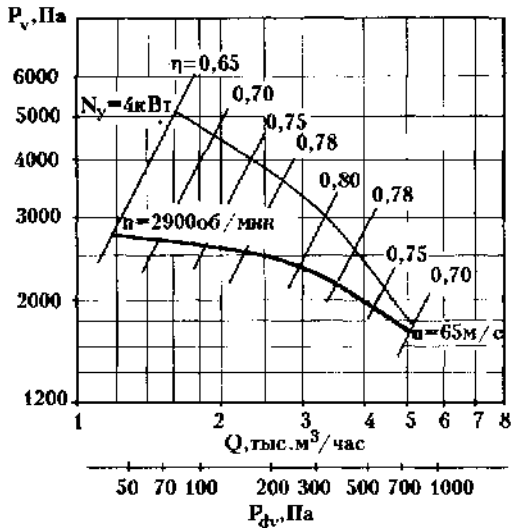
В.Ц5-35-8.02



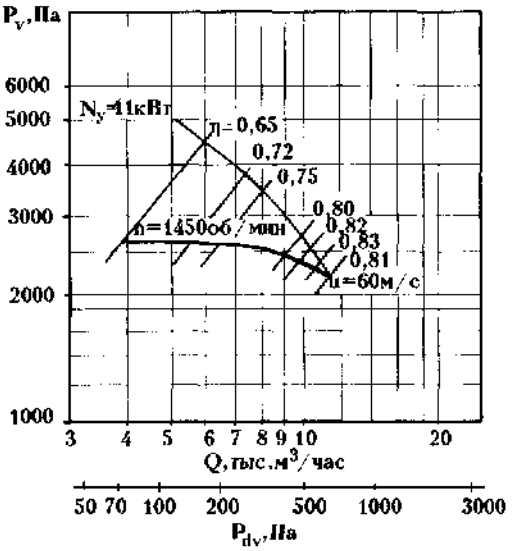
В.Ц5-35-8,5.01



В.Ц5-45-4,25.01

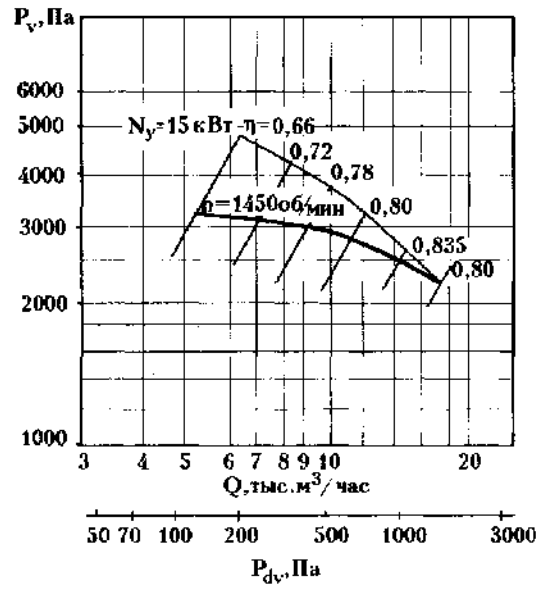


В.Ц5-45-8.01

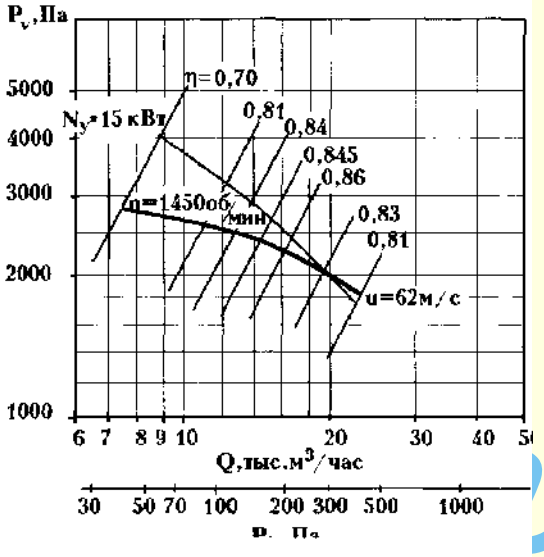


Спр... ...ике

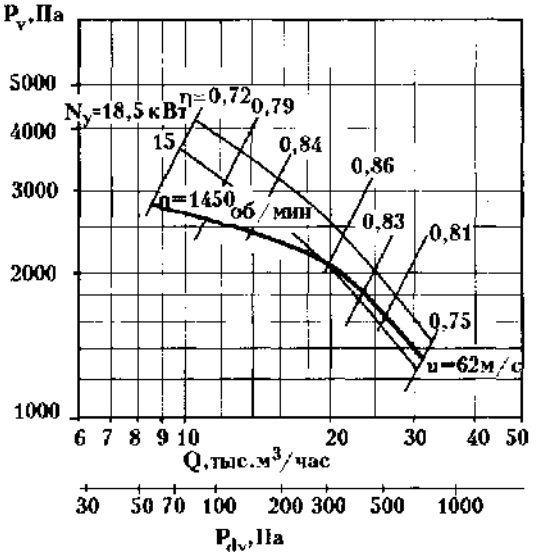
В.Ц5-45-8,5.01



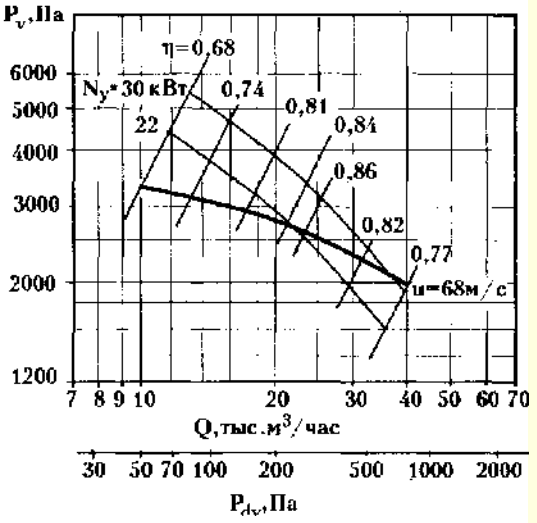
В.Ц5-50-8.01



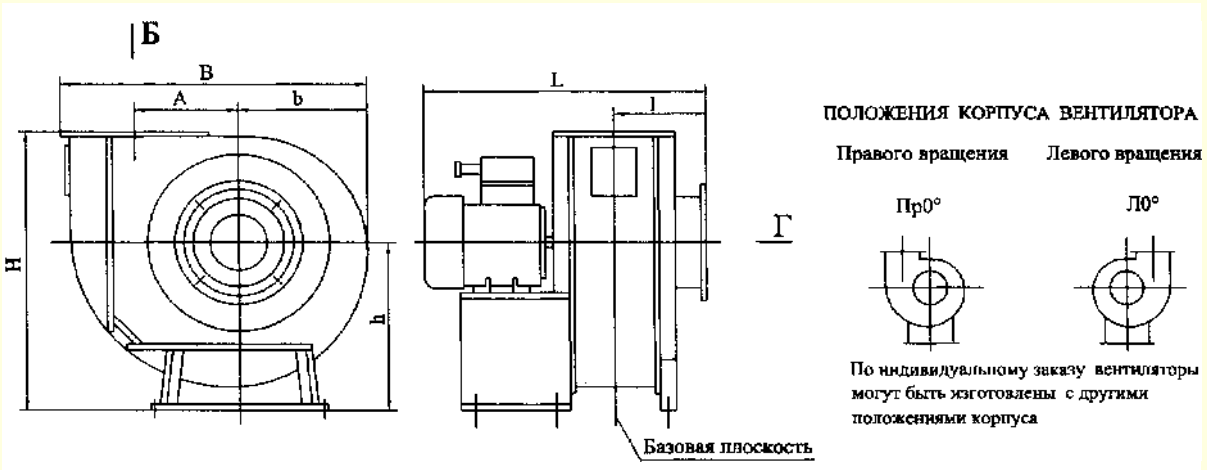
В.Ц5-50-8.02

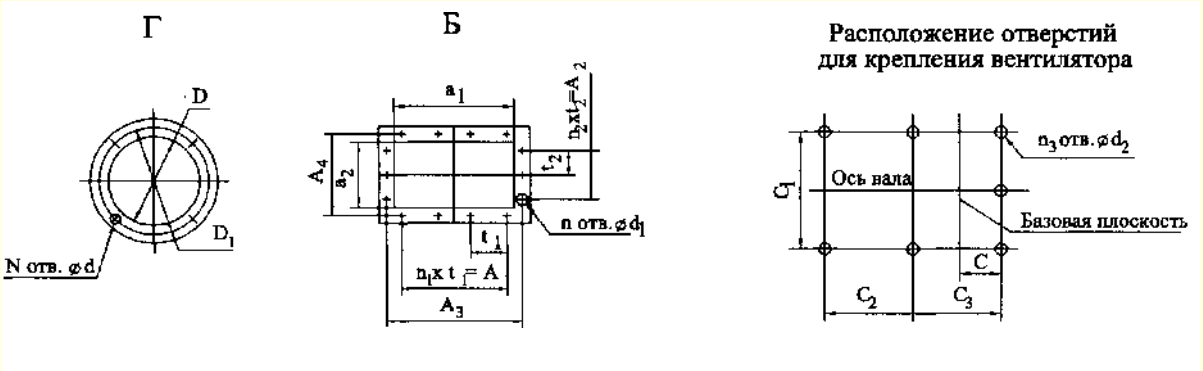


В.Ц5-50-9.01



ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ





Вентилятор	Размеры, мм														
	h	*H*	*l*	*L*	*A*	*B*	*b*	*D*	D_1	*d*	d_1	d_2	a_1	a_2	A_1
В.Ц5-35-3,55	335	586	142	478	205	580	260	139	182	11,5	11,5	11	156	97	112
В.Ц5-35-4	400	682	165	554	228	638	284	174	219	11,5	11,5	11	175	138	112
В.Ц5-35-8-01	750	1365	217	852	575	1400	643	352	405	11,5	11,5	14	394	246	375
В.Ц5-35-8-02	750	1365	217	852	575	1400	643	352	405	11,5	11,5	14	394	246	375
В.Ц5-35-8,5	750	1365	217	852	575	1400	643	352	405	11,5	11,5	14	394	246	375
В.Ц5-45-4,25	450	765	181	656	268	752	334	220	265	11,5	11,5	11	221	175	112
В.Ц5-45-8	800	1418	270	948	536	1460	658	444	497	11,5	11,5	14	443	351	375
В.Ц5-45-8,5	800	1418	270	1078	536	1460	658	444	497	11,5	11,5	14	443	351	375
В.Ц5-50-8-01	800	1300	316	1160	520	1470	614	557	629	14	14	14	559	443	480
В.Ц5-50-8-02	800	1300	316	1200	520	1470	614	557	629	14	14	14	559	443	480
В.Ц5-50-9	900	1549	343	1265	584	1640	688	626	698	14	14	18	628	497	480

Вентилятор	Размеы, мм												
	A_2	A_3	A_4	t_1	t_2	*C*	C_1	C_2	C_3	*N*	*n*	n_1	n_2	n_3
В.Ц5-35-3.55	–	200	141	112	–	69	360	170	146	8	6	1	–	6
В.Ц5-35-4	112	219	182	112	112	92	450	200	189	8	8	1	1	6
В.Ц5-35-8-01	250	448	300	125	125	161	810	330	313	8	12	3	1	7
В.Ц5-35-8-02	250	448	300	125	125	161	810	330	313	8	12	3	1	7
В.Ц5-35-8,5	250	448	300	125	125	161	810	330	313	8	12	3	1	7
В.Ц5-45-4,25	112	265	219	112	112	110	450	230	228	8	8	1	1	7
ВЦ5-45-8	250	497	405	125	125	208	870	320	418	12	14	3	9	7
ВЦ5-45-8,5	250	497	405	152	152	208	870	360	418	12	14	3	2	7
В.Ц5-50-8-01	320	629	513	160	160	254	870	400	510	16	14	3	2	7
В.Ц5-50-8-02	320	629	513	160	160	254	870	400	510	16	14	3	2	7
В.Ц5-50-9	320	698	567	160	160	286	930	400	583	16	14	3	2	7

СТРОЙОНЛАЙН ГИДРАВЛИКА

ВЕНТИЛЯТОР РАДИАЛЬНЫЙ В-Ц6-20-8

Общие сведения

- Высокого давления
- Одностороннего всасывания
- Направление вращения – правое и левое
- Корпус спиральный, поворотный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 16

Назначение

- Для работы в комплексе оборудования завода по производству кирпича
- Для других санитарно-технологических и производственных целей

Варианты изготовления

- Общего назначения из углеродистой стали ТУ 22-124-6-90
- Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К) /изготавливаются по специальному заказу/

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат; 2-й категория размещения по ГОСТ 15150–69. При обеспечении защиты двигателей от прямого воздействия солнечных лучей и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория. При эксплуатации в помещении допускается комплектация двигателями 3-й категории размещения.

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
В.Ц6-20-8-01 В.Ц6-20-8К-01	1	АНР200L2	45,0	2945	4,0–10,0	12000–10500	550	ДО42	6

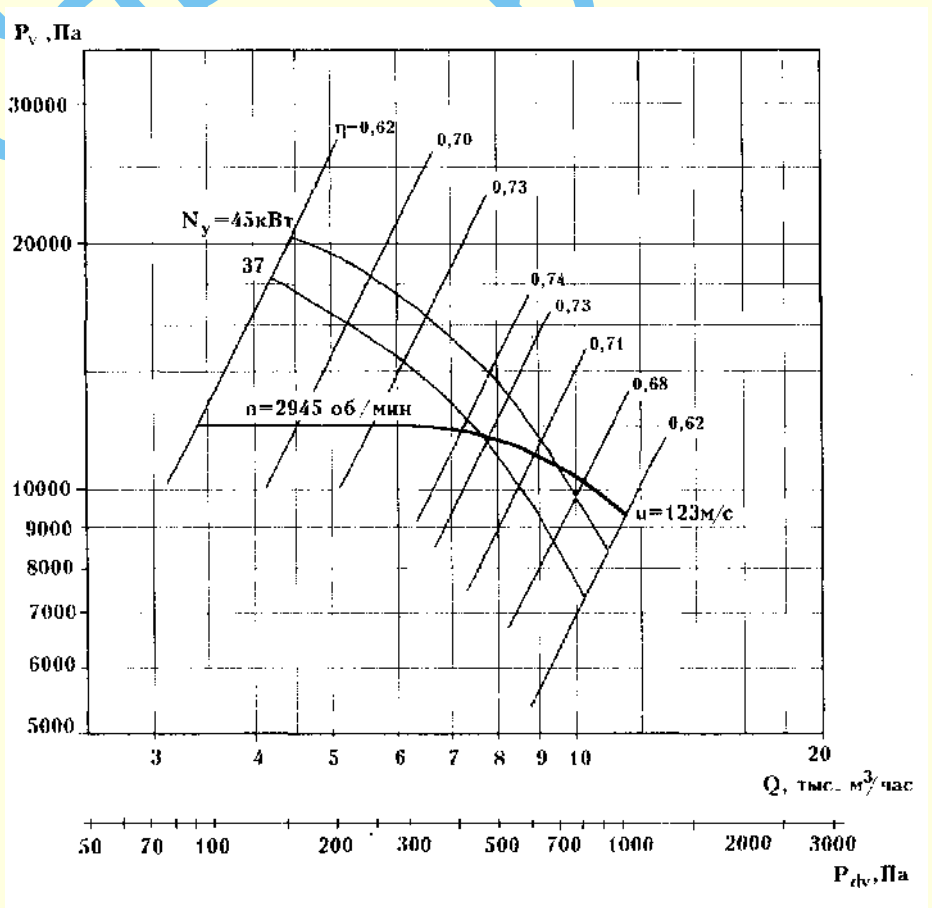
АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц								*Lp*A, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
В-Ц12-49-8	2945	102	103	108	110	112	109	105	102	116

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора. На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

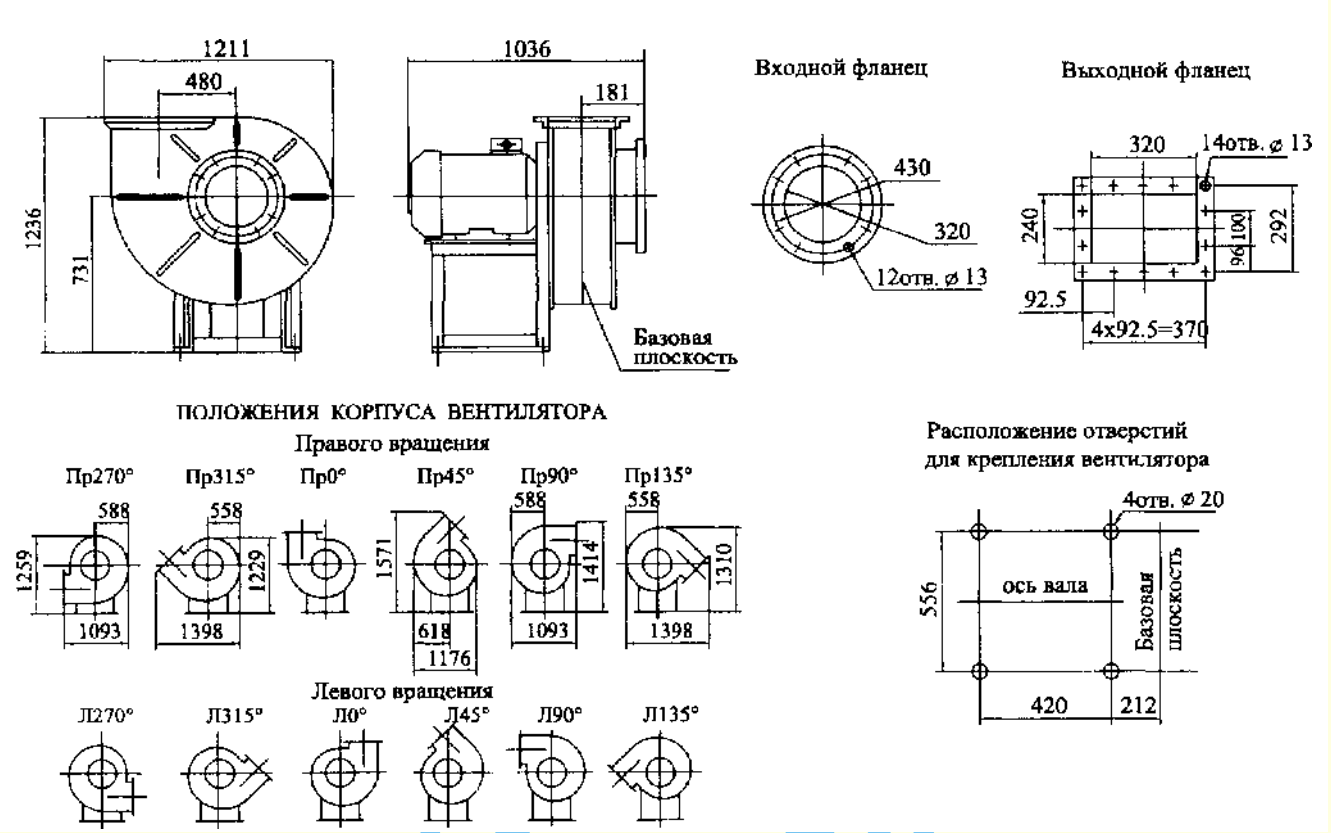
На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)



Справочник по аэродинамике

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ В-Ц14-46

Общие сведения

- Низкого и среднего давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Вперед загнутые лопатки
- Количество лопаток – 32
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

- Стационарные системы вентиляции, кондиционирования, воздушного отопления
- Технологические установки различного назначения

Варианты изготовления

ТУ16-90-Ц14-46-5...Б

- Общего назначения из углеродистой стали
- Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали

ТУ 16-90-Ц14-46-5К...Б

- Коррозионностойкие из нержавеющей стали
- Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали

ТУ16-90-Ц14-46-5В1...Б

- Взрывозащищенные из разнородных металлов
- Взрывозащищенные теплостойкие из разнородных металлов

ТУ 16-91-Ц14-46-5В2...Б

- Взрывозащищенные из алюминиевых сплавов

ТУ 16-90-Ц14-46-5В1К...Б

- Взрывозащищенные коррозионностойкие из нержавеющей стали
- Взрывозащищенные коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С (до плюс 45 °С для вентиляторов тропического исполнения). Умеренный и тропический климат; 2-я и 3-я категории размещения.

При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения.

Не рекомендуется параллельная работа нескольких вентиляторов без элементов сети. При работе на всасывание, необходим диффузор на выходе.

Ограничения условий эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов см. таблицу на стр. 1023.

Спр гидра

Общего назначения из углеродистой стали
Общего назначения теплостойкие из углеродистой стали (Ж2)
Коррозионностойкие из нержавеющей стали (К)
Коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (КЖ2)

Типоразмер вентилятора	Конструкторское исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
В-Ц14-46-5 В-Ц14-46-5Ж2 В-Ц14-46-5К В-Ц14-46-5КЖ2	1	АИР112МВ	4	970	6,0–8,4	950–1070	139	ДО40	5
		АИР132S6	5,5	970	6,0–11,5	950–1120	160		
		АИР132М6	7,5	970	6,0–14,5	950–1180	176		
		АИР132М4	11	1460	9,0–11,0	2200–2350	176		
		АИР160S4	15	1460	9,0–14,5	2200–2500	2^8	ДО41	5
		АИР160М4	18,5	1460	9,0–17,0	2200–2550	243		
		АИР180S4	22	1460	9,0–20,0	2200–2500	268		
		АИР180М4	30	1460	9,0–23,0	2200–2400	278		
В-Ц14-46-6,3 В-Ц14-46-6,3Ж2 В-Ц14-46-6,3К В-Ц14-46-6,3КЖ2	1	АИР132М8	5,5	730	9,2–13,0	890–980	214	ДО41	5
		АИР160S8	7,5	730	9,2–17,0	890–1040	256		
		АИР160М8	11	730	9,2–23,0	890–1020	281		
		АИР160S6	11	975	12,3–15,0	1580–1700	268		
		АИР160М6	15	975	12,3–19,5	1580–1800	293		
		АИР180М6	18,5	975	12,3–24,0	1580–1820	328	ДО42	5
		АИР200М6	22	975	12,3–28,0	1580–1800	403		
В-Ц14-46-8 В-Ц14-46-8Ж2 В-Ц14-46-8К В-Ц14-46-8КЖ2	1	АИР180М8	15	735	19,0–22,5	1430–1530	398	ДО42	5
		АИР200М8	18,5	735	19,0–27,5	1430–1620	473		
		АИР200L8	22	735	19,0–32,0	1430–1640	513	ДО43	6
		АИР225М8	30	735	19,0–41,0	1430–1630	558		
		АИР225М6	37	985	24,5–31,0	2600–2750	589		
		АИР250S6	45	985	24,5–37,0	2600–2850	724		

Взрывозащищенные из разнородных металлов (В1)
Взрывозащищенные теплостойкие из разнородных металлов (В1Ж2)
Взрывозащищенные коррозионностойкие из нержавеющей стали (В4)
Взрывозащищенные коррозионностойкие теплостойкие из нержавеющей стали (В4Ж2)

Типоразмер вентилятора	Конструкторское исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па	
1	2	3	4	5	6	7	8
В-Ц14-46-5В1 В-Ц14-46-5В1Ж2 В-Ц14-46-5В4 В-Ц14-46-5В4Ж2	1	АИМ112МВ6	4	970	6,0–8,4	950–1070	165
		АИМ132S6	5,5	970	6,0–11,5	950–1120	190
		АИМ132М6	7,5	970	6,0–14,5	950–1180	200
		АИМ132М4	11	1460	9,0–11,0	2200–2350	200
		АИМ160S4	15	1460	9,0–14,5	2200–2500	245
		АИМ160М4	18,5	1460	9,0–17,0	2200–2550	245
		АИМ180S4	22	1460	9,0-20,0	2200–2500	355
		АИМ180М4	30	1460	9,0–23,0	2200–2400	355
В-Ц14-46-6,3В1 В-Ц14-46-6,3В1Ж2 В-Ц14-46-6,3В4 В-Ц14-46-6,3В4Ж2	1	АИМ132М8	5,5	730	9,2–13,0	890–980	250
		АИМ 160S8	7,5	730	9,2–17,0	890–1040	295
		АИМ160М8	11	730	9,2–23,0	890–1020	315
		АИМ160S6	11	975	12,3–15,0	1580–1700	295

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8
		АИМ160М6	15	975	12,3–19,5	1580–1800	295
		АИМ180М6	18,5	975	12,3–24,0	1580–1820	405
		АИМ200М6	22	975	12,3–28,0	1580–1800	455
В-Ц14-46-8В1 В-Ц14-46-8В1Ж2 В-Ц14-46-8В4 В-Ц14-46-8В4Ж2	1	АИМ180М8	15	735	19,0–22,5	1430–1530	510
		АИМ200М8	18,5	735	19,0–27,5	1430–1620	560
		АИМ200L8	22	735	19,0–32,0	1430–1640	600
		АИМ225М8	30	735	19,0–41,0	1430–1630	655
		АИМ225М6	37	985	24,5–31,0	2600–2750	655
		АИМ250S6	45	985	24,5–37,0	2600–2850	919

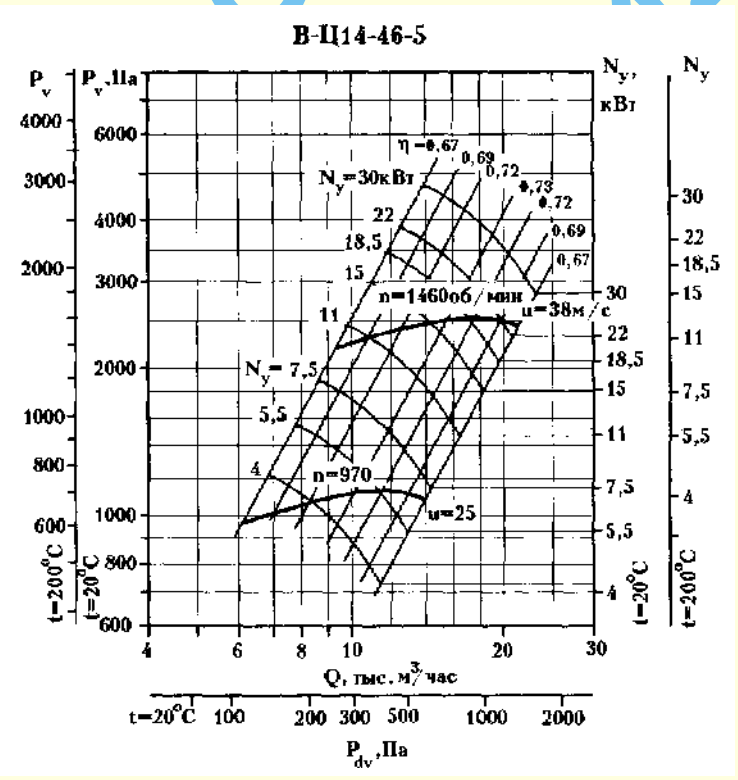
Взрывозащищенные из алюминиевых сплавов (В2)

В-Ц14-46-5В2	1	АИМ112МВ6	4	970	6,0–8,4	950–1070	142
		АИМ132S6	5,5	970	6,0–11,5	950–1120	176
		АИМ132М6	7,5	970	6,0–14,5	950–1080	185
В-Ц14-46-6,3В2	1	АИМ132М8	5,5	730	9,2–13,0	890–980	219
		АИМ160S8	7,5	730	9,2–17,0	890–1040	296
		АИМ160М8	11	730	9,2–23,0	890–1020	321
В-Ц14-46-8В2	1	АИМ180М8	15	735	19,0–22,5	1430–1530	470
		АИМ200М8	18,5	735	19,0–27,5	1430–1620	528
		АНМ200L8	22	735	19,0–32,0	1430–1640	565
		АИМ225М8	30	735	19,0–41,0	1430–1630	615

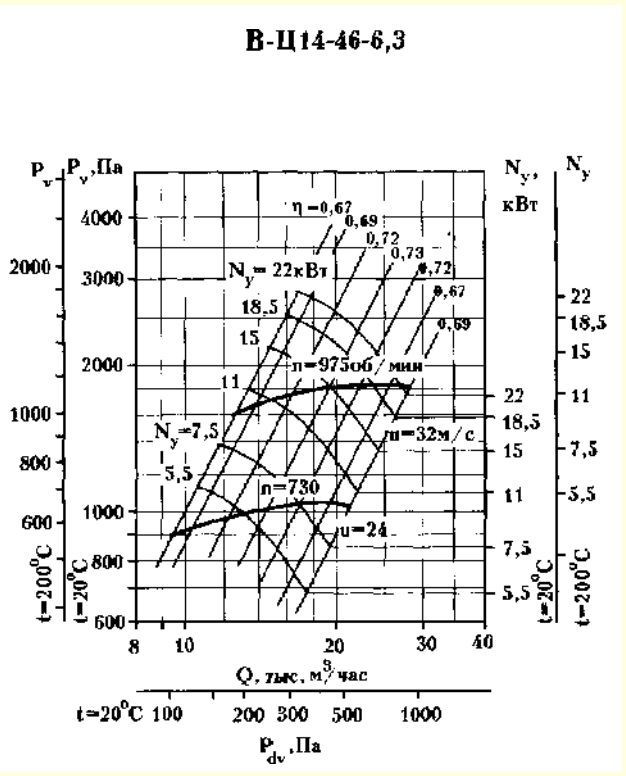
Справочник по вентиляторам

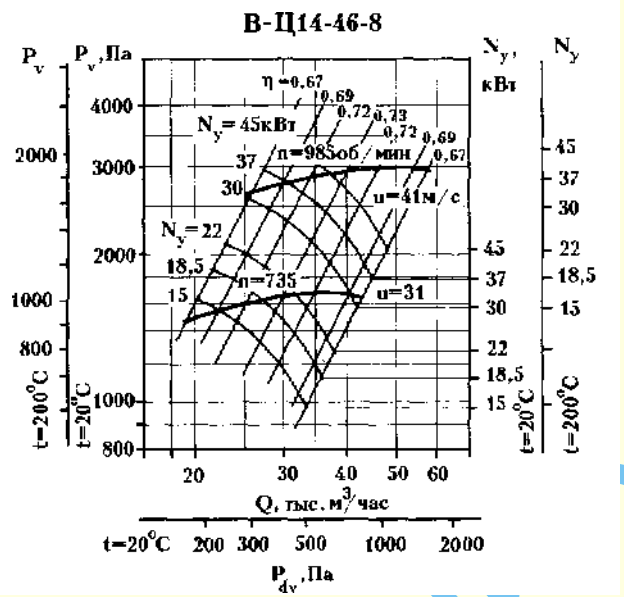
АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)

В-Ц14-46-5



В-Ц14-46-6,3





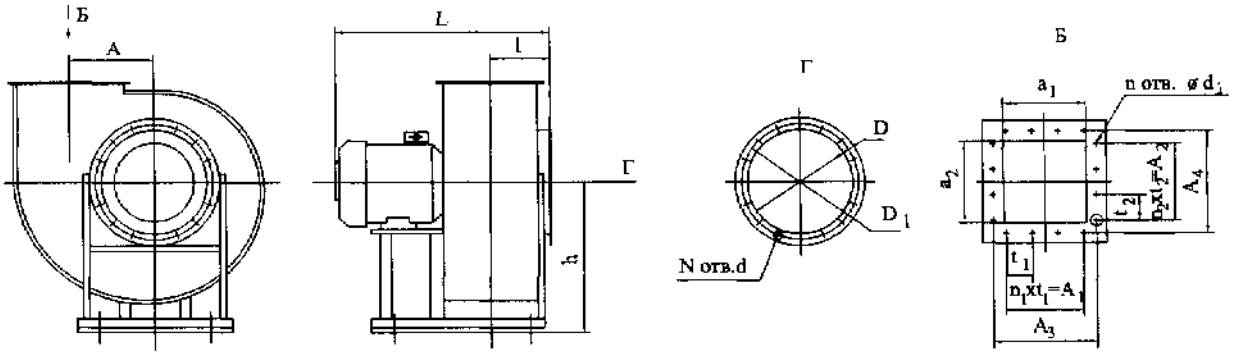
АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вентилятор	n, об/мин	Значение Lpi, дБ в октавных полосах f, Гц								LpA, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
В-Ц14-46-5	970	87	88	92	94	90	86	81	73	94
	1460	97	98	102	104	100	96	91	83	104
В-Ц14-46-6,3	730	88	89	93	95	91	87	82	74	93
	975	96	97	101	103	99	95	90	82	110
В-Ц14-46-8	735	96	97	101	103	99	95	90	82	103
	985	103	104	108	110	106	102	97	89	110

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора. На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

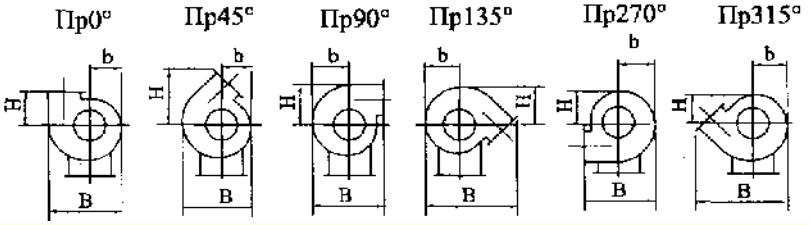
На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ

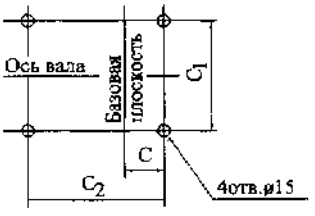


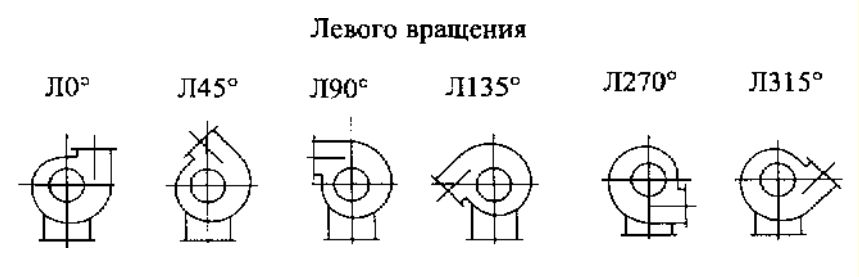
ПОЛОЖЕНИЯ КОРПУСА ВЕНТИЛЯТОРА

Правого вращения



Расположение отверстий для крепления вентилятора





Вентилятор	Размеры, мм																			N	n	n_1	n_2
	h	*l*	L_{max}	*A*	*D*	D_1	*d*	d_1	a_1	a_2	A_1	A_2	A_3	A_4	t_1	t_2	*C*	C_1	C_2				
В-Ц 14-46-5	650	252	1025	324	510	530	7×14	7	350	350	300	300	380	380	100	100	95	410	600	16	16	3	3
В-Ц 14-46-6,3	720	298	1250	410	640	660	7×14	7	441	441	400	400	470	470	100	100	153	460	650	16	20	4	4
В- Ц 14-46-8	905	378	1500	520	820	850	10×14	11	560	560	600	600	600	600	150	150	212	606	1050	16	16	4	4

Вентилятор	Пр0°, Л0°			Пр45°, Л45°			Пр90°, Л90°			Пр135°, Л135°			Пр270°, Л270°			Пр315°, Л315°		
	B	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*
В-Ц 14-46-5	915	389	340	940	357	612	790	454	526	1032	420	482	790	454	389	1032	420	357
В-Ц 14-46-6,3	1143	487	420	1052	447	760	985	564	656	1286	526	605	985	564	487	1286	526	447
В-Ц 14-46-8	1450	614	533	1328	564	965	1247	714	836	1629	664	764	1247	714	614	1629	664	564

ВЕНТИЛЯТОР РАДИАЛЬНЫЙ АВДм-3,5

Общие сведения

- Высокого давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Вперед загнутые лопатки
- Количество лопаток –12
- Направление вращения – правое

Назначение

- Подача сжатого атмосферного воздуха в форсунку сжигания жидкого топлива в зерносушилках
- Системы кондиционирования и вентиляции производственных и общественных зданий
- Другие производственные и санитарно-технические цели

Варианты изготовления

- ТУ 4863-026-00270366–94
- Общего назначения из углеродистой стали

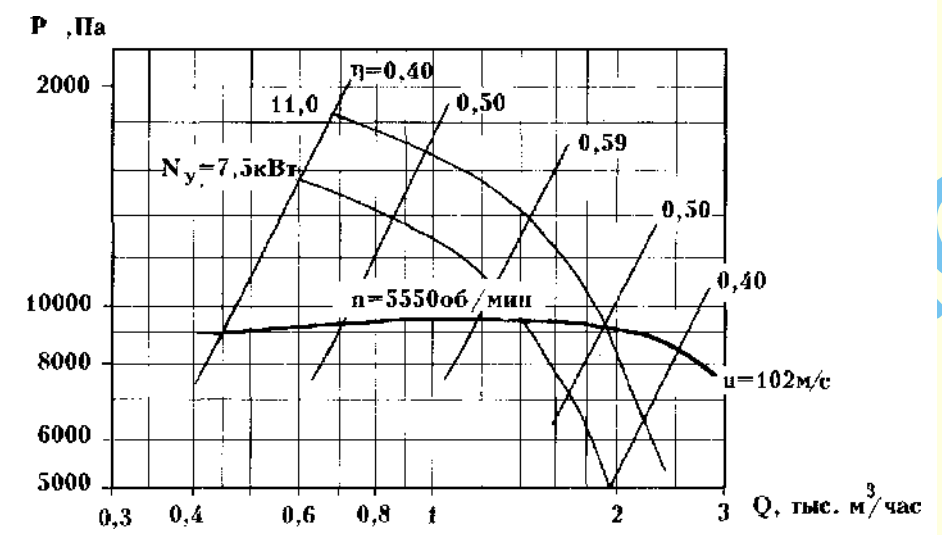
Условия эксплуатации

- Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С.
- Умеренный климат (У) 2-я и 3-я категории размещения.

Типоразмер вентилятора	Конструкторское исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизолятор	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. $м^3$/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
АВДм-3,5.2-01*	5	АИР112М2	7,5	5550	0,8–1,7	9700	140		
		АИР132М2	11,0	5550	1,4–2,0	9400–9300	180		
АВДм-3,5.2-02	5	АИР112М2	7,5	5550	0,8–1,7	9700	172	ДО40	5
		АИР132М2	11,0	5550	1,4–2,0	9400–9300	200		

Справочник по гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ



АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

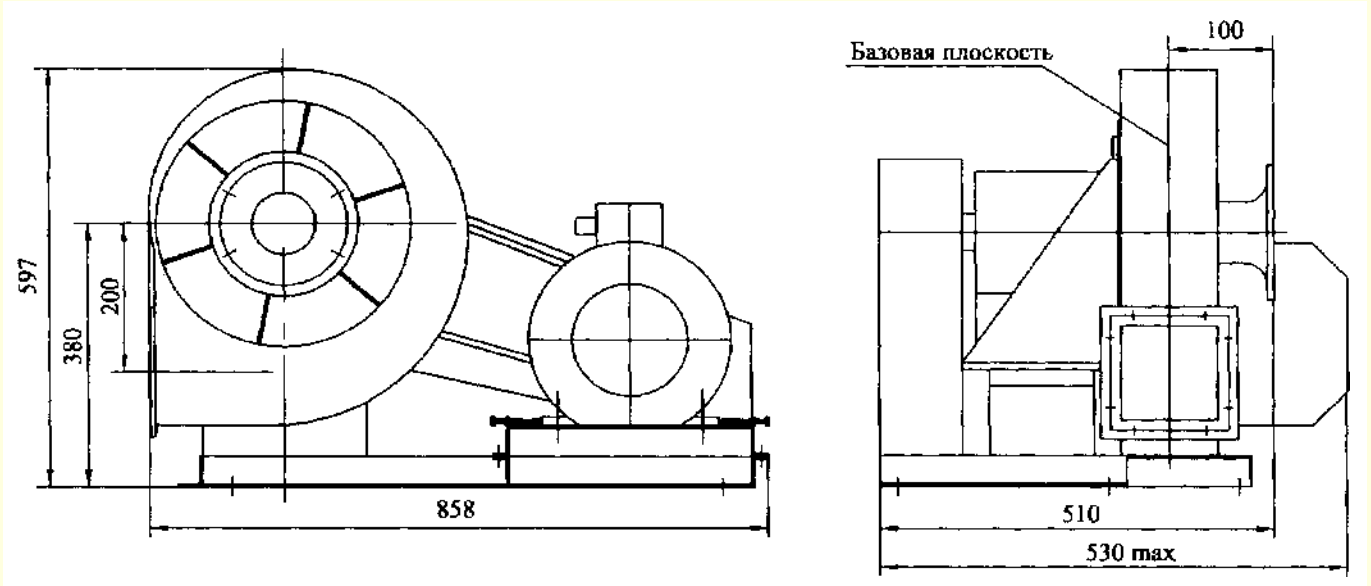
Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц							*Lp*A, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
АВДм-3,5	5500	87	98	93	92	87	80	71	96

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора.

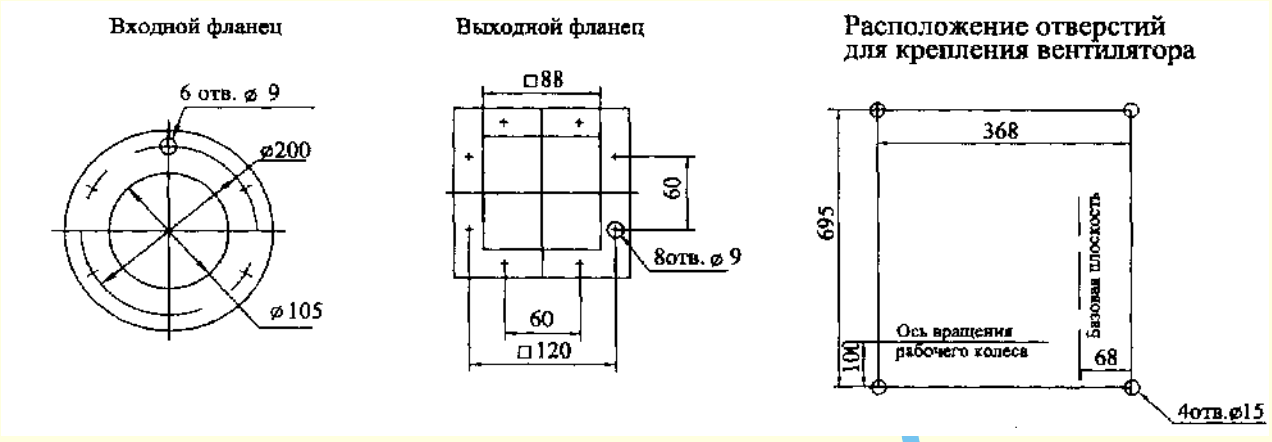
На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

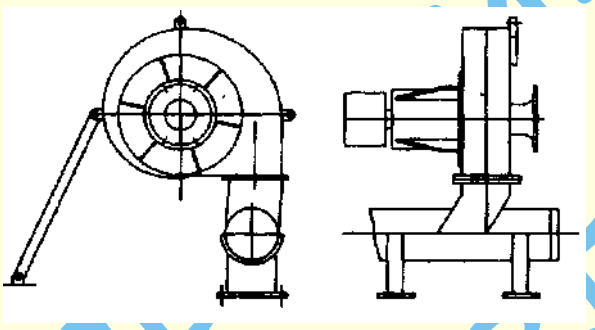
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



Справочное пособие по гидравлике



Вариант установки вентилятора на напорной части воздуховода (АВДм-3,5.2-01)



Возможны следующие положения корпуса: Пр 0°, Пр 45°, Пр 90°, Пр 270° и Пр 315°.

ВЕНТИЛЯТОР РАДИАЛЬНЫЙ В.Р7-20-8.П-03

Общие сведения

- Пылевой высокого давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный неповоротный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 16
- Направление вращения – правое

Назначение

- Для других санитарно–технических и производственных целей
- Для стационарных систем вентиляции производственных зданий

Варианты изготовления

- Общего назначения из углеродистой стали

Условия эксплуатации

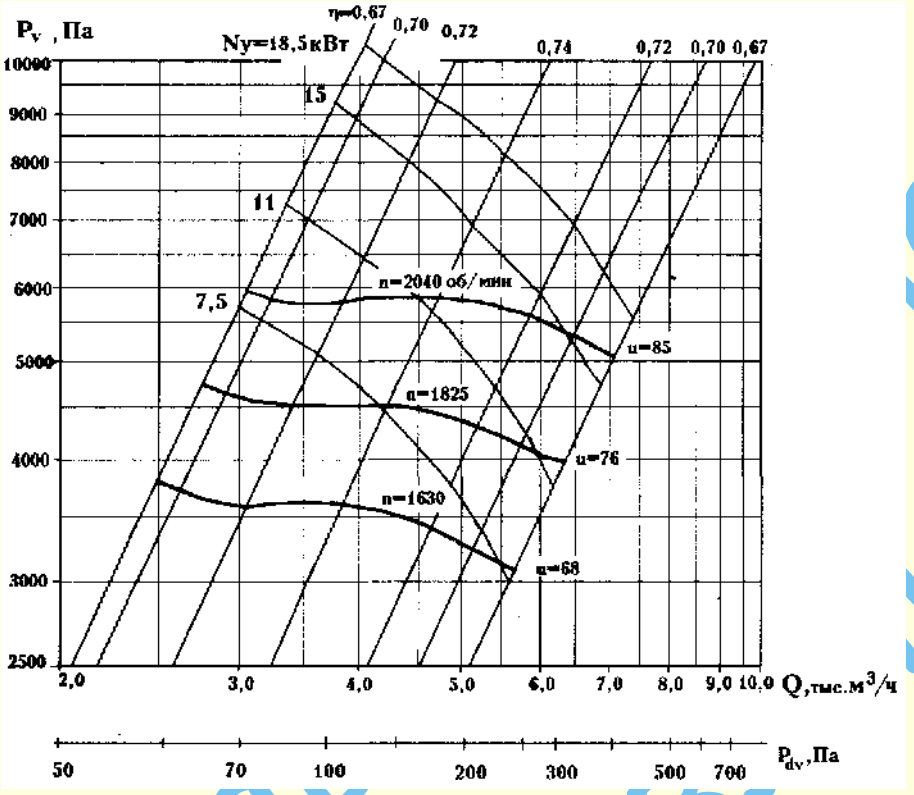
Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 80 °С. Умеренный климат, 2-я или 3-я категории размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения. При эксплуатации вентилятора в помещении допускается использование двигателя 3-й категории размещения.

Содержание пыли не более 2 г/м^3.

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
В.Р7-20-8.П-03	5	АИР13284	7,5	1630	2,7–5,3	3750–3200	500	ДО42	6
		АИР132М4	11	1825	3,0–5,9	4600–4050	520		
		АИР16084	15	2040	3,3–6,3	5900–5300	575		
		АИР160М4	18,5	2040	6,3–7,4	5900–5050	600		

Справочник гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

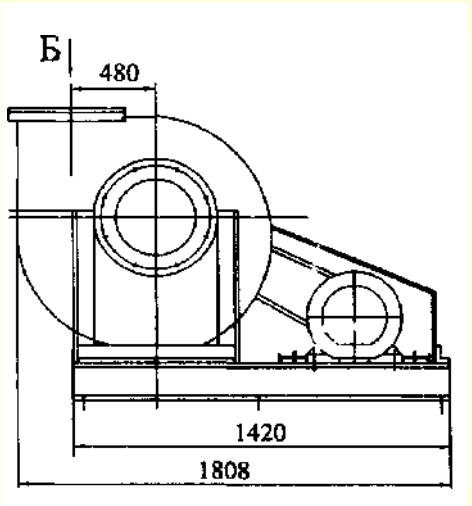


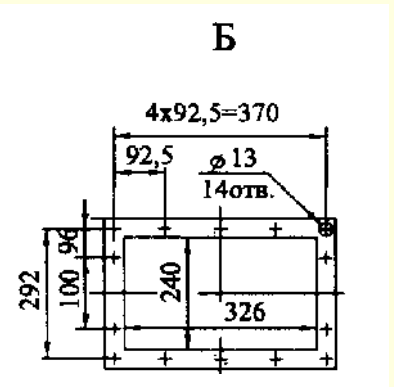
АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц								*LpA*, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
В.Р7-20-8.П-03	1630	89	90	95	97	99	96	92	89	103
	1825	92	93	98	100	102	99	95	92	106
	2100	94	95	100	102	104	101	97	94	108

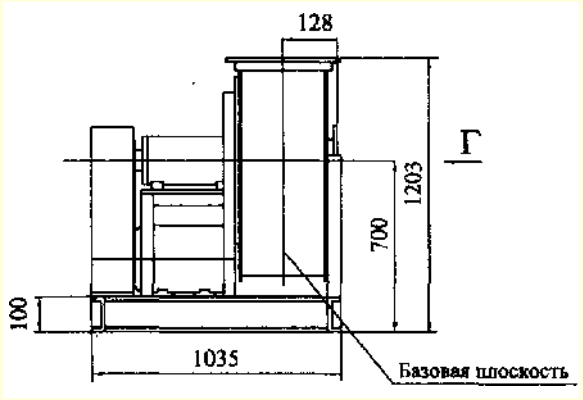
Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора. На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

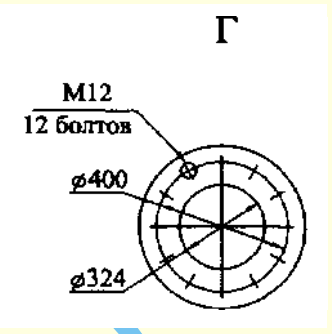
На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работ вентилятора.





Справочное пособие по гидравлике







ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ВР6

Общие сведения

Серию ВР6 составляют вентиляторы трех типов: ВР6-13-6,3, ВР6-28-6 и ВРб-27-6,3

- Пылевые высокого давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный поворотный
- Назад загнутые лопатки
- Количество лопаток – 7 (ВР6-13-6,3); 16 (ВР6-28-6), 16 (ВРб-27-6,3)
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

Стационарные системы вентиляции, пневмотранспорта, технологических установок, производств химических средств защиты растений. Предназначены для перемещения газопаровоздушных сред с температурой до 80 °С и содержанием мелко дисперсной пыли (частицы размером до 50 мкм) – не более 1 г/м^3 при отсутствии липких веществ и волокнистых материалов.

Варианты изготовления

ТУ 400"ВЗ"-330-754-157.23.92

- Пылевые взрывозащищенные (ПВ1)
- Пылевые взрывозащищенные коррозионностойкие (ПВ4)

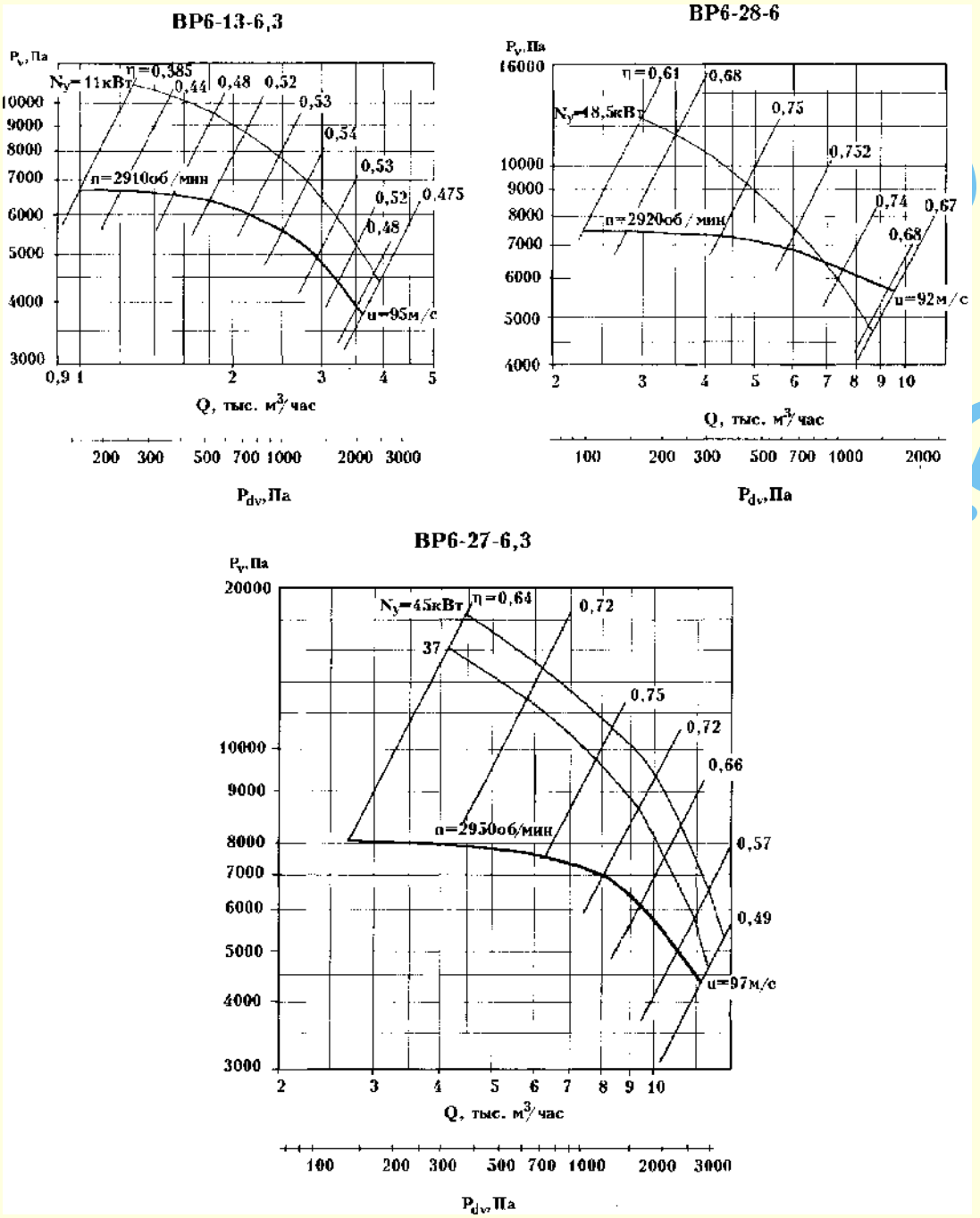
Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный (У) климат; 2-я и 3-я категории размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения. Ограничения условий эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов см. таблицу на стр. 1023.

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
ВР6-13-6,3.ПВ1-01 ВР6-13-6,3.ПВ4-01	1	АИМ132М2	11	2910	1,6–3,4	6500–4000	290	ВР-202 ВР-203	5–7 4–6
ВР6-28-6.ПВ1-01 ВР6-28-6.ПВ4-01	1	АИМ160М2	18,5	2920	2,6–6,8	7370–6700	380	ВР-202 ВР-203	6–8 6
ВР6-27-6,3.ПВ1-01 ВР6-27-6,3.ПВ4-01	1	ВА081–2	40	2950	3,3–9,3	8000–6400	565	ВР-203	6–8

Справочник гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)



АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

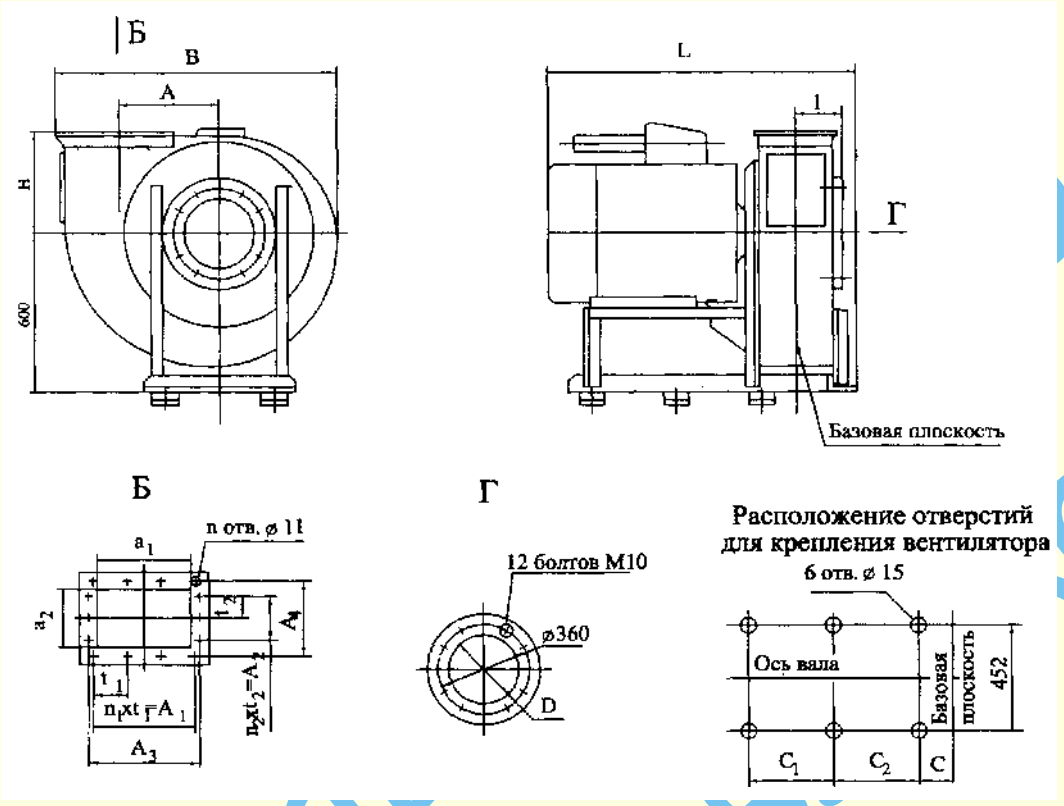
Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц								*LpA*, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ВР6-13-6,3	2910	95	102	101	102	101	100	98	94	109
ВР6-27-6,3	2950	107	108	112	114	110	106	101	93	118
ВР6-28-6	2920	105	106	110	112	108	104	99	91	116

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора.

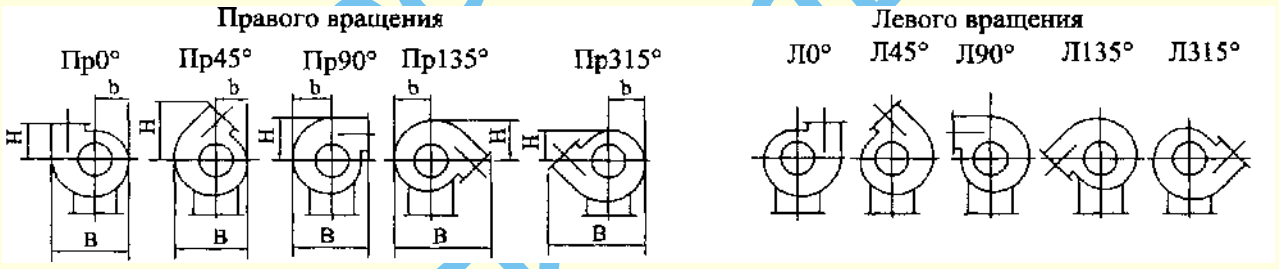
На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



ПОЛОЖЕНИЯ КОРПУСА ВЕНТИЛЯТОРА



Вентилятор	Размеры, мм															*n*	n_1	n_2
	L	*l*	*A*	*D*	a_1	a_2	A_1	A_2	A_3	A_4	t_1	t_2	*C*	C_1	C_2			
В.Р6-13-6,3	790	78	373	129	140	122	125	–	190	172	125	–	0	280	200	6	1	–
В.Р6-27-6,3	1030	1 13	378	249	252	200	300	250	300	250	100	125	17	350	250	10	3	2
В.Р6-28-6	945	1 13	378	249	252	200	300	250	300	250	100	125	62	250	250	10	3	2

Вентилятор	Пр0°, Л0°			Пр45°, Л45°			Пр90°, Л90°			Пр135°, Л135°			Пр315°, Л315°		
	B	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*	*B*	*b*	*H*
В.Р6-13-6,3	903	414	402	850	404	630	836	434	489	1055	425	448	1055	427	404
В.Р6-27-6,3	965	421	382	887	397	655	848	468	544	1100	444	490	1100	444	397
В.Р6-28-6	965	421	382	887	397	655	848	468	544	1 100	444	490	1100	444	397

ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ВР-100-45

Общие сведения

- Среднего давления
- Одностороннего всасывания
- Корпус спиральный неповоротный
- Радиальные лопатки
- Количество лопаток – 8
- Направление вращения – правое и левое

Назначение

- Замена вентиляторов ВЦП7-40, ВЦП5-45, ВЦП6-45
- Удаление древесных стружек и опилок
- Отсос металлической пыли от станков
- Системы пневмотранспорта зерна и при производстве круп
- Удаление пыли и шлаков при сварочном производстве
- Системы отбора запыленного воздуха при производстве цемента и железобетонных конструкций
- Другие производственные и санитарно-технические цели

Варианты изготовления

ТУ 4861-024-11420931–93

- Пылевые из углеродистой стали
- Пылевые коррозионностойкие из нержавеющей стали (К) /изготавливаются по специальному заказу/

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат, 2-я или 3-я категории размещения. При эксплуатации вентилятора в помещении допускается использование двигателя 3-й категории. При обеспечении защиты двигателей от атмосферных воздействий допускается использование вентиляторов в условиях умеренного климата 1-й категории размещения. **Содержание пыли и других твердых примесей в перемещаемых средах не более 1 кг/м^3.**

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
ВР100-45-5-02	5	АИР112М4	5,5	1810	2,7–6,2	1600–1220	354	ДО42	5
ВР100-45-5К		АИР112М4	5,5	2030	3,0–5,2	2000–1840	356		
		АИР13284	7,5	2030	3,0–7,3	2000–1600	376		
		АИР13284	7,5	2285	3,4–5,8	2550–2350	377		
		АИР132М4	11	2285	3,4–8,0	2550–2000	403		
		АИР132М4	11	2575	3,7–7,2	3250–2700	414		
		АИР16084	15	2575	3,7–9,0	3250–2450	469		
ВР100-45-6,3-02	5	АИР132М4	11	1615	6,3–10,5	2100–1800	480	ДО42	6
ВР100-45-6,3К		АИР16084	15	1810	7,0–11,0	2600–2300	531		
		АИР160М4	18,5	1810	7,0–13,5	2600–2100	546		
		АИР160М4	18,5	2040	8,0–10,4	3300–3100	573		
		АИР18084	22	2040	8,0–13,2	3300–2900	557		
ВР100-45-8-01	5	АИР160М4	18,5	1450	8,0–16,0	2600–2200	703	ДО43	5
ВР100-45-8К		АИР18084	22	1450	8,0–19,0	2600–1950	721		
		АИР18084	22	1615	8,7–14,0	3200–2900	729		
		АИР180М4	30	1615	8,7–22,0	3200–2450	749		
		АИР180М4	30	1810	10,0–15,5	4000–3600	749		
		АИР200М4	37	1615	8,7–22,5	3200–2350	830	ДО43	6
		АИР200М4	37	1810	10,0–20,0	4000–3400	832		
		АНР200L4	45	1810	10,0–25,0	4000–2900	872		

Справочник по гидравлике

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц								*LpA*, дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	1810	90	92	96	95	92	91	85	76	97
ВР100-45-5-02	2030	95	97	101	100	97	96	90	81	102
	2285	97	99	103	102	99	98	92	83	104
	2575	102	104	108	107	104	103	97	88	109
	1615	96	98	102	101	98	97	91	82	103
ВР100-45-6,3-02	1810	101	103	107	106	103	102	96	87	108
	2040	102	104	108	107	104	103	97	88	109
	1450	110	114	115	112	108	106	99	92	116
ВР100-45-8-01	1615	110	114	115	112	108	106	99	92	116
	1810	111	115	116	113	109	107	100	93	117

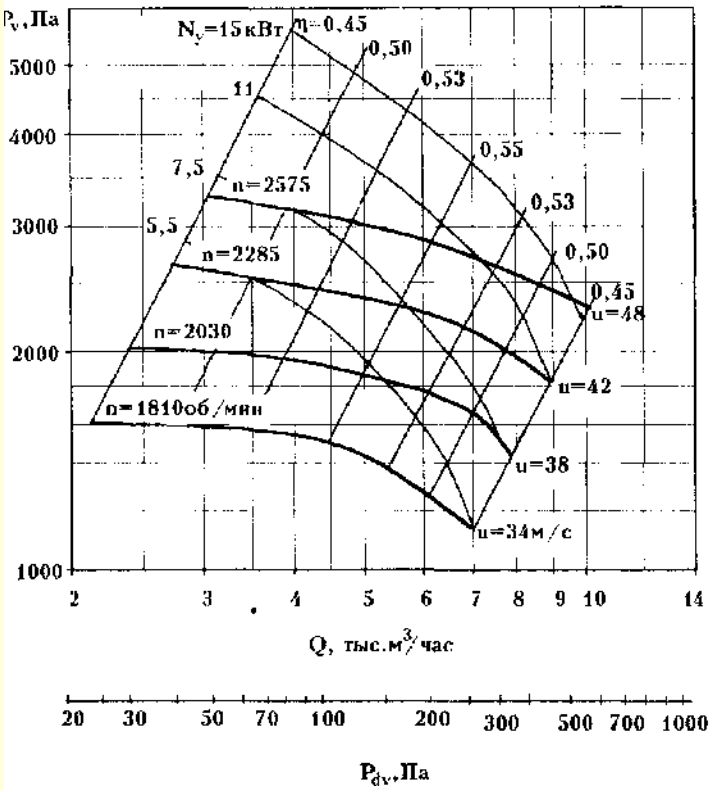
Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора.

На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

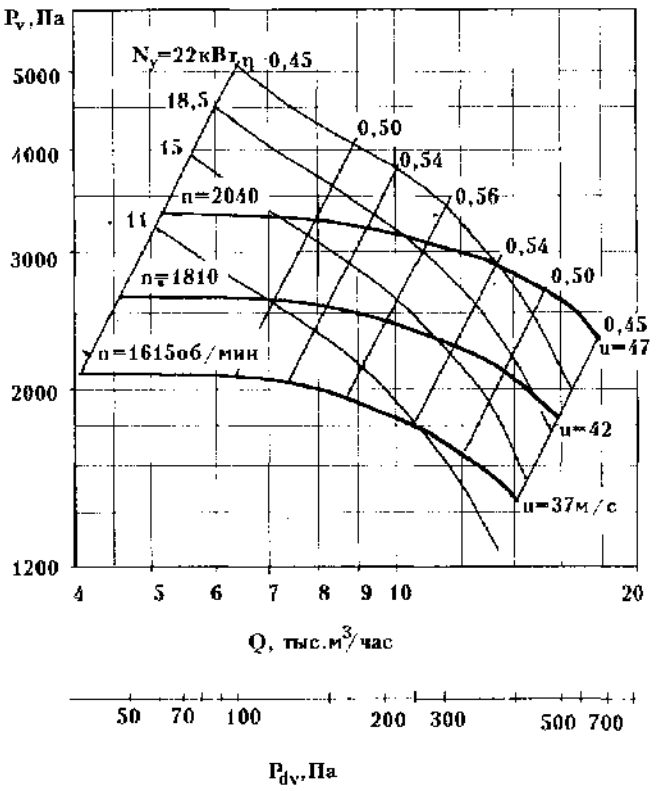
На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

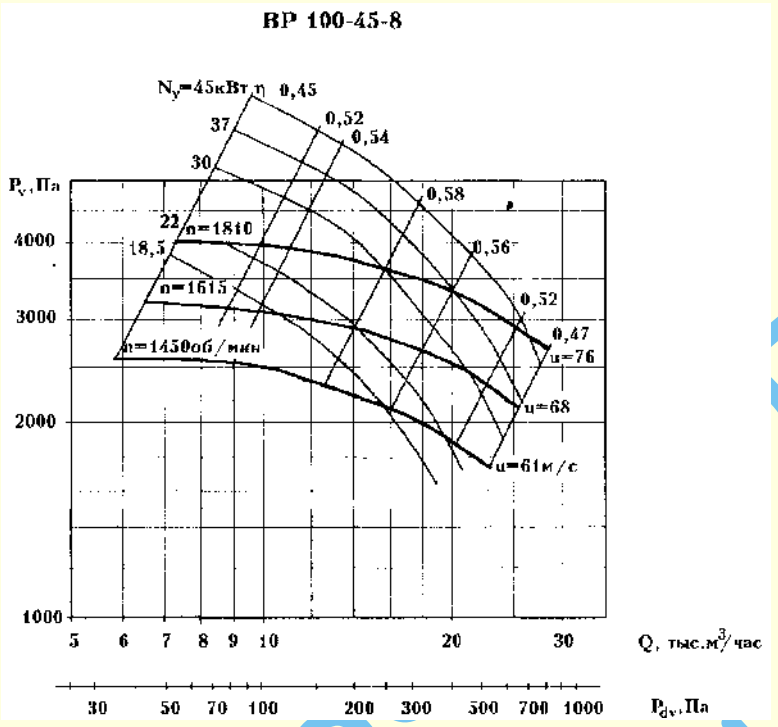
АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)

ВР 100-45-5

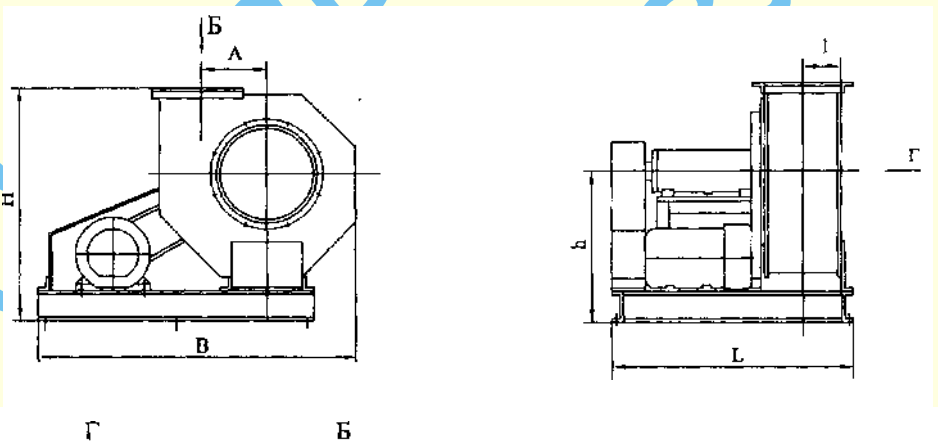


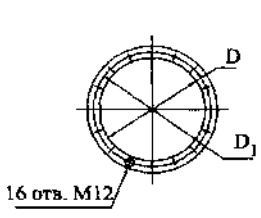
ВР 100-45-6,3

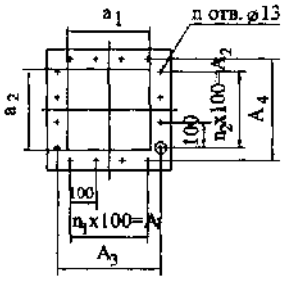


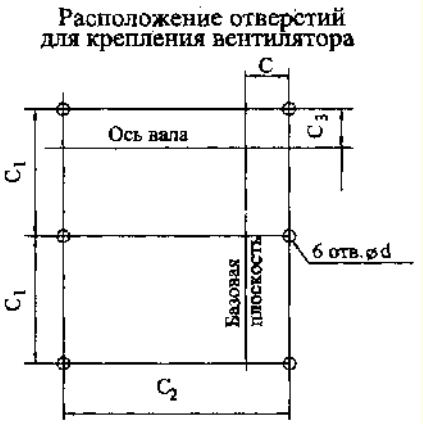


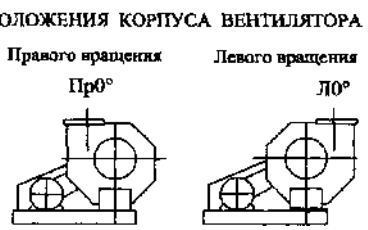
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ











Вентилятор	Размеры,мм																						
	h	l	L_{max}	A	H	B Пр0°	B Л0°	D	D_1	d	a_1	a_2	A_1	A_2	A_3	A_4	C	C_1	C_2	C_3	n	n_1	n_2
ВР 100-45-5-02	550	155	1100	250	877	1260	1360	350	390	15	300	300	200	200	342	342	185	550	1060	233	12	2	2
ВР l 00-45-6,3-02	740	195	1200	316	1142	1600	1726	440	500	18	380	380	300	300	430	430	220	700	1160	275	16	3	3
ВР 100-45-8-01	798	245	1340	400	1308	1876	2026	560	610	18	480	480	400	400	530	530	271	780	1300	262	20	4	4

ВЕНТИЛЯТОРЫ ОСЕВЫЕ ВО-14-320

Общие сведения

- Низкого давления
- Количество лопаток – 3 (ВО-14-320-4)
  4 (80-14-320-5)
  5 (ВО-14-320-6,3)
  3 (ВО-14-320-8)
  4 (ВО-14-320-10)
  5 (ВО-14-320-12,5)

Назначение

- Замена вентиляторов В-06-300; ВО-12-330
- Системы вентиляции и воздушного отопления производственных, общественных и жилых зданий
- Сельскохозяйственное производство
- Другие санитарно-технические и производственные цели

Конструктивное исполнение 1 и 2 (по направлению потока) №№ 4; 5 и 6,3 могут быть с коллектором или без №№ 8 ... 12,5 могут поставляться с виброосновением.

Варианты изготовления

- Общего назначения из углеродистой стали
  ТУ 4861-035-00270366–96
- Взрывозащищенные из разнородных металлов
  ТУ 4861-051-00270366–98

Условия эксплуатации

Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат, 2-я и 3-я категории размещения. При защите двигателя от прямого воздействия солнечного излучения и атмосферных осадков для умеренного климата – 1-я категория размещения.

Ограничения условий эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов см. таблицу на стр. 1023.

Общего назначения из оцинкованной или углеродистой стали

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
ВО-14-320-4	1,2	АИР56В4	0,18	1320	2,3–3,7	90–53	19,8	–	–
ВО-14-320-5	1,2	АИР63В4	0,37	1320	4,6–6,5	145–75	26,5	–	–
ВО-14-320-6,3	1,2	АИР71А6	0.37	915	7,0–9,9	95–65	45	–	–
		АИР80А4	1,1	1395	10,4–15,5	230–150	48		
ВО-14-320-8	1,2	АИР100S4	3	1410	21,0–27,7	320–200	88	ДО39	4
ВО-14-320-10	1,2	АИР112МА6	3	950	25,3–37,0	220–140	130	ДО40	4
ВО-14-320-12,5	1,2	АИР112МВ8	3	720	35,0–53,5	193–125	175	ДО41	4
		АИР132М6	7,5	960	47,5–72,0	340–220	210		

Взрывозащищенные вентиляторы из разнородных металлов (В)

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Полное давление, Па	
1	2	3	4	5	6	7	8
ВО-14-320-4В	1.2	АИМ63А4	0.25	1320	2,3–3,7	90–53	30
ВО-14-320-5В	1, 2	АИМ63В4	0,37	1320	4,6–6,5	145–75	34,5

Справочник по гидравлике

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8
ВО-14-320-6,3В	1,2	АИМ71А6	0,37	915	7,0–9,9	95–65	47,3
		АИМ80А4	1,1	1395	10,4–15,5	230–150	55,1
ВО-14-320-8В	1,2	АИМ100S4	3	1410	21,0–27,7	320–200	122
ВО-14-320-10В	1,2	АИШ12МА6	3	950	25,3–37,0	220–140	167
ВО-14-320-12,5В	1,2	АИМ112МВ8	3	720	35,0–53,5	193–125	207
		АИМ132М6	7,5	960	47,5–72,0	340–220	240

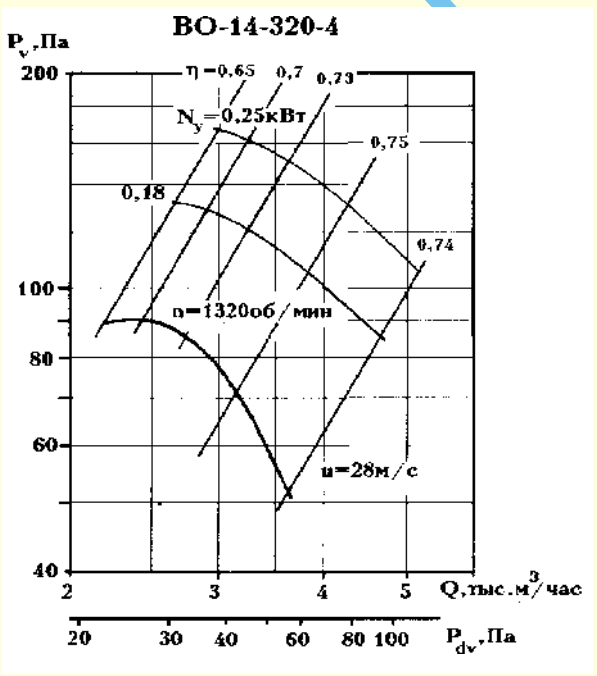
АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

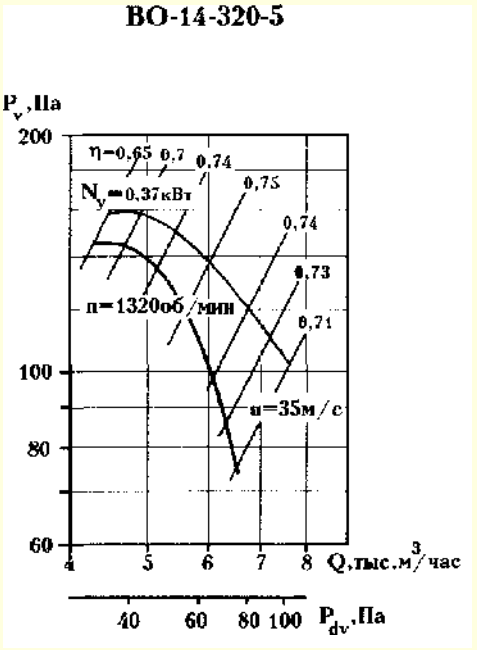
Вентилятор	*n* об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц							*Lp*A, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ВО-14-320-4	1320	70	67	72	71	68	62	54	75
ВО-14-320-5	1320	80	72	78	76	73	67	59	81
ВО-14-320-6,3	915	68	73	74	78	73	67	61	80
	1395	77	79	83	86	82	76	70	90
ВО-14-320-8	1410	88	91	92	89	85	79	71	93
ВО-14-320-10	950	100	98	99	97	92	86	78	101
ВО-14-320-12,5	720	94	99	100	96	90	83	73	100
	960	100	105	106	102	96	89	79	106

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора. На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

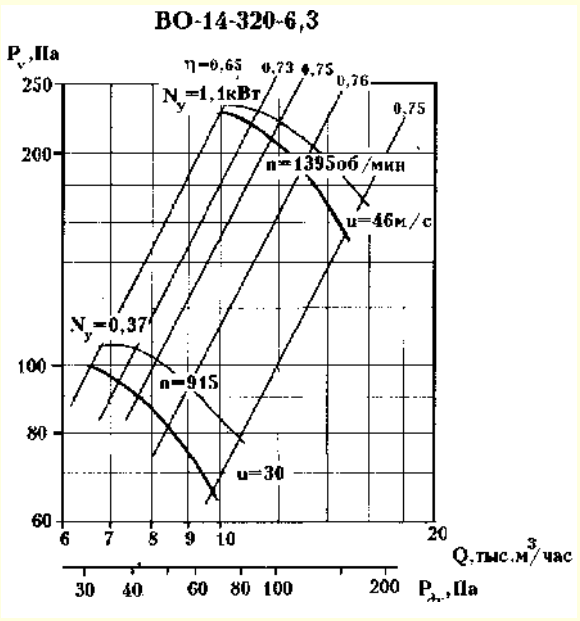
На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

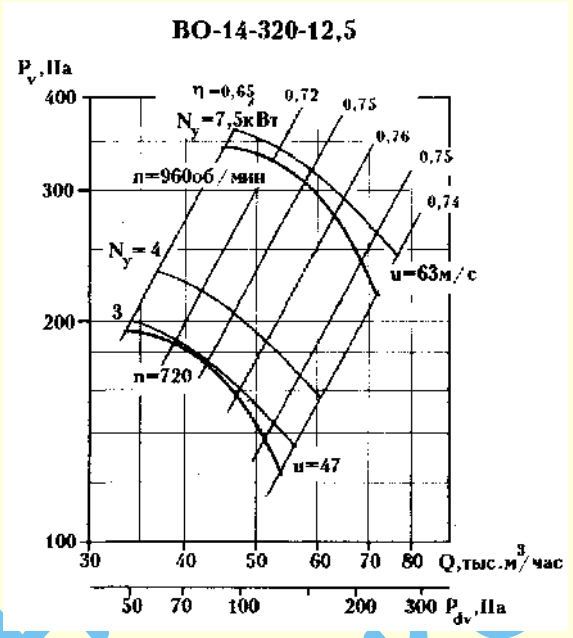
АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)

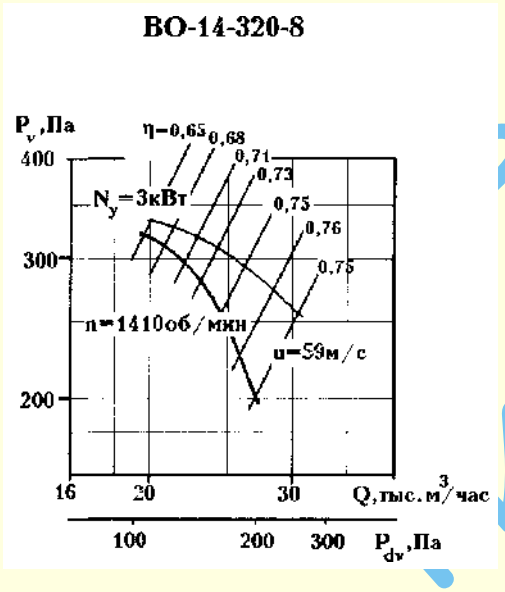


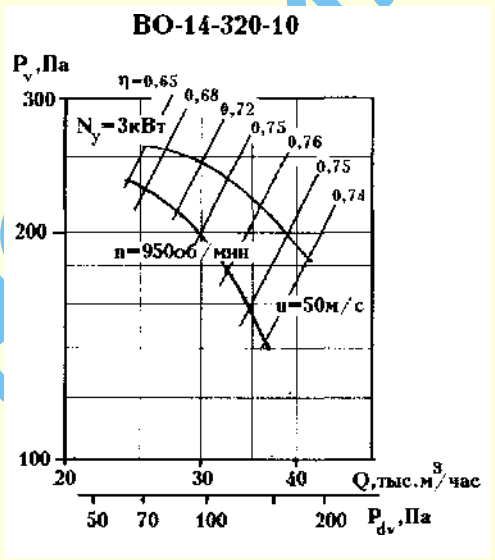


Справочник по гидравлике

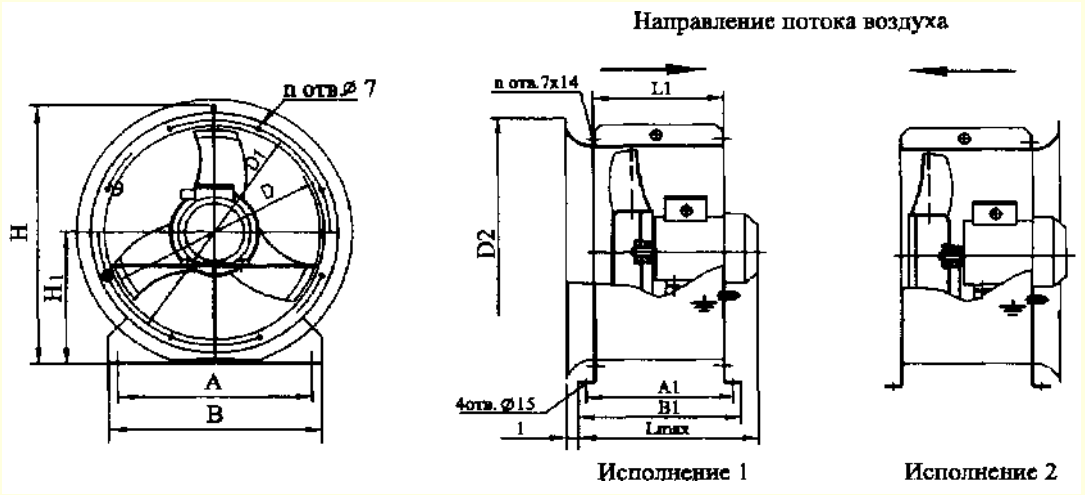




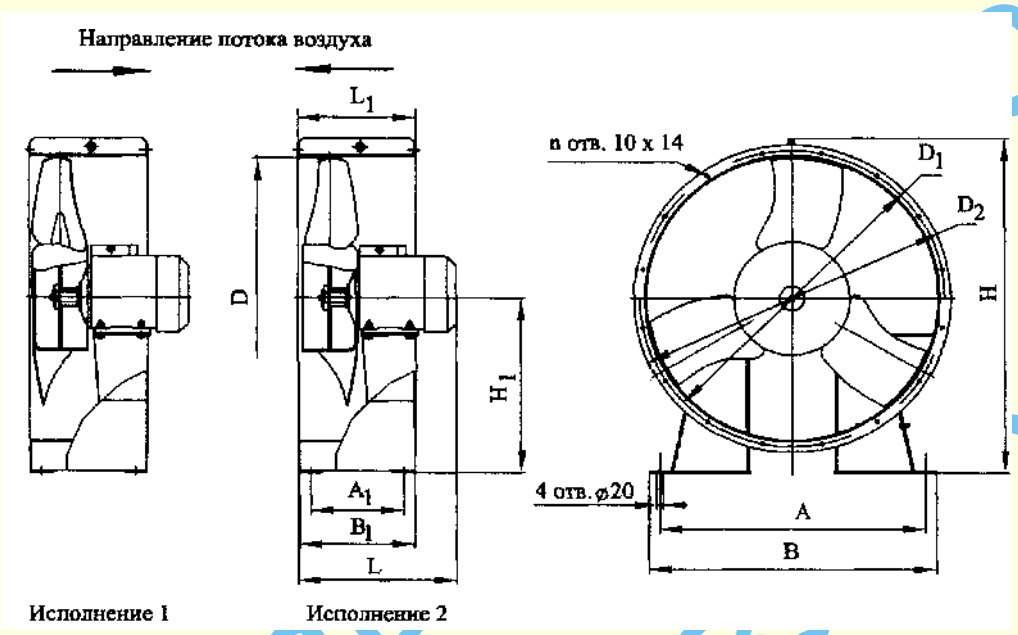




ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



Вентилятор	Размеры,мм													Количество лопаток, шт.
	A	A_1	*B*	B_1	*D*	D_1	D_2	*H*	H_1	L_{max}	L_1	*l*	*n*	
ВО-14-320-4	360	280	400	310	400	430	530	486	250	390	250	28	8	3
ВО-14-320-5	450	290	490	320	500	530	650	596	310	352	260	40	16	4
ВО-14-320-6,3	550	330	590	360	630	660	790	726	375	415	300	56	16	5



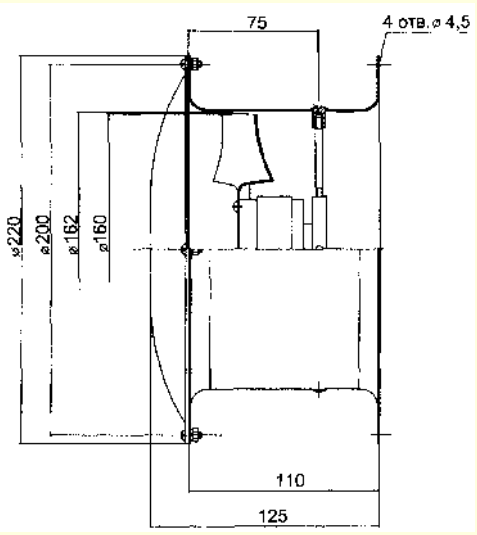
Вентилятор	Размеры, мм												Количество лопаток, шт.
	A	A_1	*B*	B_1	*D*	D_1	D_2	*H*	H_1	L_{max}	L_1	*n*	
ВО-14-320-8	700	250	740	342	795	830	856	947	495	520	350	12	3
ВО-14-320-10	900	330	950	392	1000	1040	1066	1145	595	593	400	16	4
ВО-14-320-12,5	1100	400	1146	460	1250	1290	1316	1408	725	620	460	18	5

МАЛОГАБАРИТНЫЙ ОСЕВОЙ РЕВЕРСИВНЫЙ ВЕНТИЛЯТОР ВО-18-270-1,6

Назначение

• Для осуществления воздухообмена (приточная и вытяжная вентиляция) в бытовых (кухни, туалеты, жилые комнаты, рабочие бытовки и т.д.) и небольших производственных помещениях, рабочих кабинетах

• Для обдува различных приборов



Технические характеристики

Для двигателя с *n* = 2500 об/мин и напряжением питания 220 В

Диаметр рабочего колеса, мм	160
Установочная мощность, Вт	23
Производительность, $м^3$/час	300
Давление (P_{sv} max) , Па	50
Суммарная звуковая мощность, дБ, не более	70
Масса, кг	1,5

Справочник по расчетам гидравлических

СТРУЙНЫЕ ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Общие сведения

При работе струйного вентилятора максимальная скорость на оси струи с расстоянием уменьшается, а расход линейно увеличивается за счет турбулентного обмена между струёй и неподвижным воздухом. В результате этого эффекта, располагая очень небольшой исходной мощностью, можно перемещать огромные массы воздуха, имея при этом минимальные затраты энергии. Основное назначение струйного вентилятора – создание струи большой дальнобойности. Дальнобойность струи – это расстояние от выходного сечения вентилятора до сечения, в котором скорость составляет 0,5 м/с. Объем перемещаемого воздуха на расстоянии равном дальнобойности струи струйных вентиляторов в 40 раз больше, чем в выходном сечении.

Исполнение вентилятора: подвесной, напольный, настенный.

Назначение

- Для совместной работы с системами вентиляции или самостоятельной вентиляции помещений
- Подача струи воздуха на большие расстояния

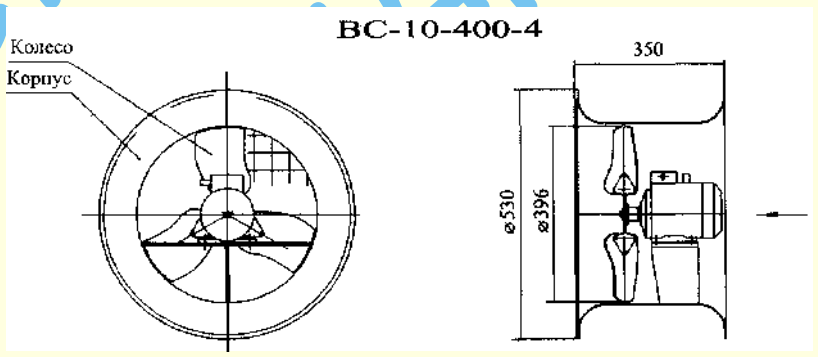
Область применения

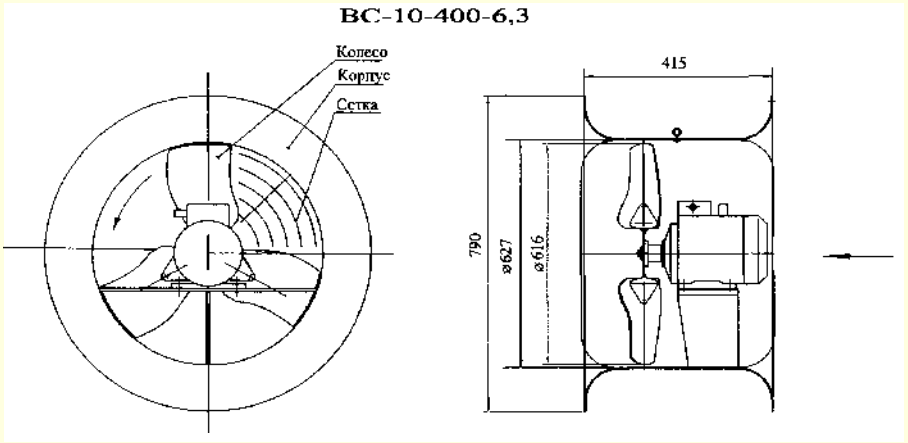
- Локальная вентиляция рабочих мест на расстоянии 30 метров
- Вентиляция складов, "горячих цехов" и других производственных помещений с высоким тепловыделением (электростанции), помещений для скота и птицы
- Вентиляция помещений с большим сосредоточением людей (киноконцертные залы, крытые стадионы, магазины, дискотеки, казино и т.д.)
- Проветривание тоннелей и сушка различных помещений, емкостей
- Охлаждение оборудования, горячих материалов

ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

Типоразмер вентилятора	Типоразмер двигателя	Установочная мощность, кВт	Частота вращения синхронная, об/мин	Производительность в выходном сечении, $м^3/ч$	Дальнобойность, м	Масса, кг
ВС-10-400-4	АИР56В4	0,18	1500	4700	20	14
ВС-10-400-6,3	АИР71В4	0,75	1500	15000	55	26

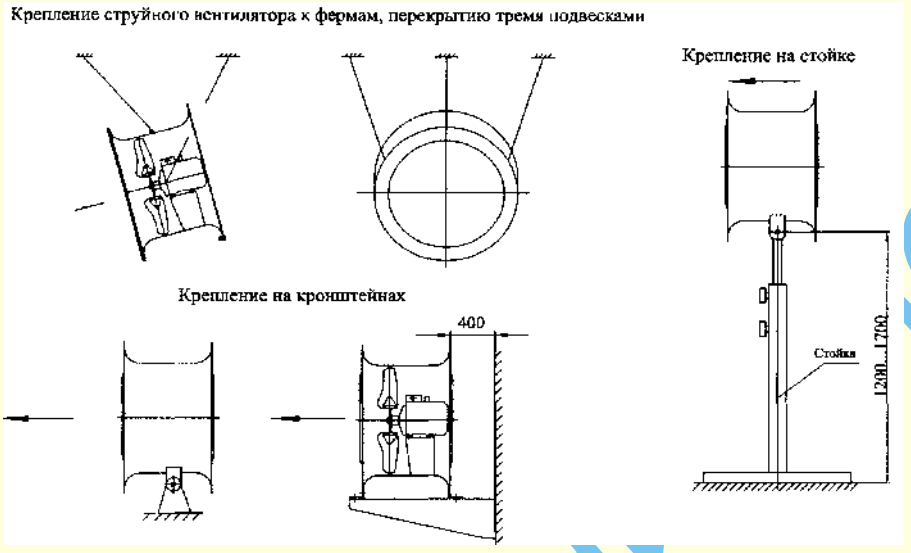
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ





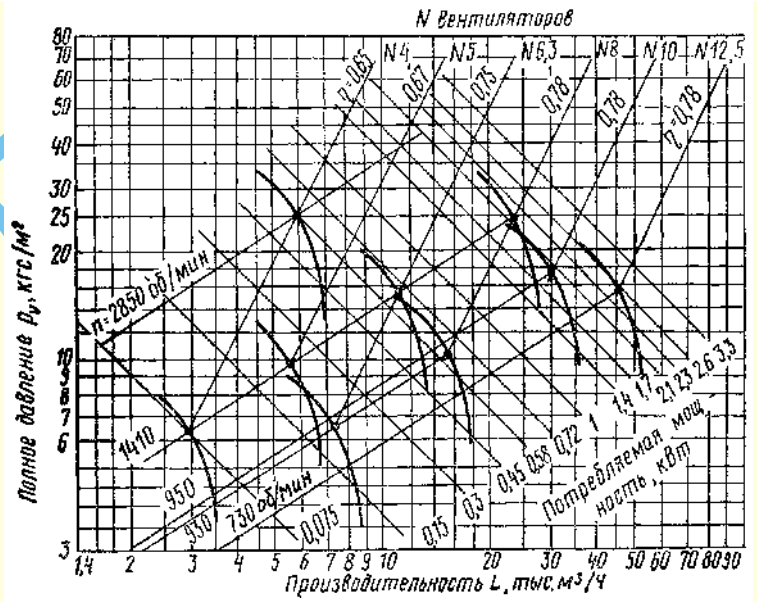
Справочник по вентиляции

Крепление струйного вентилятора



ВЕНТИЛЯТОРЫ ОСЕВЫЕ В06-300

На графике нанесены линии постоянных скоростей вращения *n*, линии максимальных КПД $\eta_{макс}$, а также линии потребляемых мощностей. В верхней части графика на линиях $\eta_{макс}$ проставлены номера вентиляторов.



Сводный график аэродинамических характеристик осевых вентиляторов В06-300

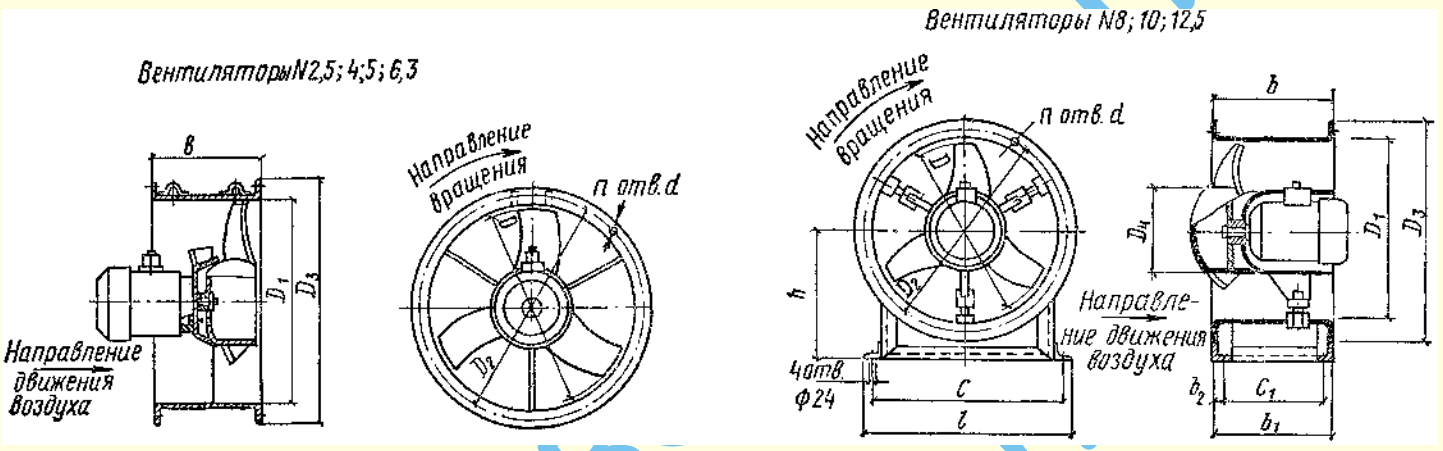
ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ТИПА В06-300 (СТАЛЬНЫХ)

№ вентилятора	Серия электродвигателя					
	А0 и А02			4А		
	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин
1	2	3	4	5	6	7
4	А0Л11-4 А0Л22-2	0,12 0,6	1400 2830	4АА56А4 4А71А2	0,12 0,75	1380 810
5	А0Л22-4	0,4	1420	4АА63В4	0,37	1380
6,3	А0Л2-11-6 А0Л2-12-4	0,4 0,8	915 1360	4А71А6 4А71В4	0,37 0,75	920 1370

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7
8	А0Л2-21-6 А02-32-4	0,8 3	930 1430	4А80А6 4А100SА4	0,75 3	930 1425
10 12,5	А02-32-6 А02-42-8	2,2 3	950 720	4А100LВ6 4А112МВ8	2,2 3	950 720

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ В06-300 (СТАЛЬНЫХ)



№ вентилятора	D	D_1	D_2	D_3	D_4	b	b_1	b_2	C	C_1	l	h	d	n	Масса (без электродвигателя), кг
4	400	403	430	460	160	200	–	–	–	–	–	–	7	8	10
5	500	503	530	560	200	250	–	–	–	–	–	–	7	16	17
6,3	630	633	660	690	252	315	–	–	–	–	–	–	7	16	32
8	800	805	830	860	320	320	315	32,5	750	250	806	550	10	16	51
10	1000	1006	1035	1060	400	400	394	32	900	330	960	670	12	16	102
12,5	1250	1258	1285	1320	500	500	494	47	1100	400	1160	850	12	24	157

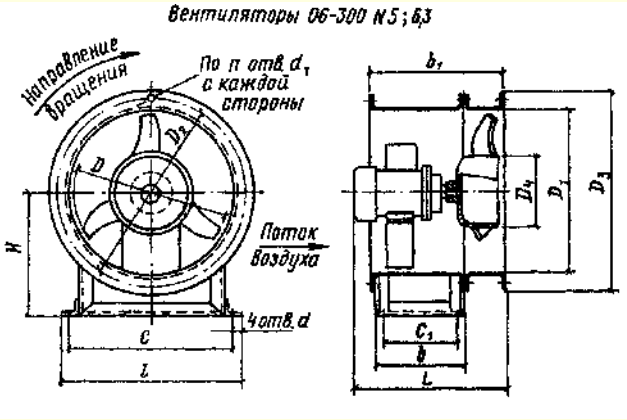
ВЕНТИЛЯТОРЫ ОСЕВЫЕ В06-300 ИСКРОЗАЩИЩЕННОГО ИСПОЛНЕНИЯ

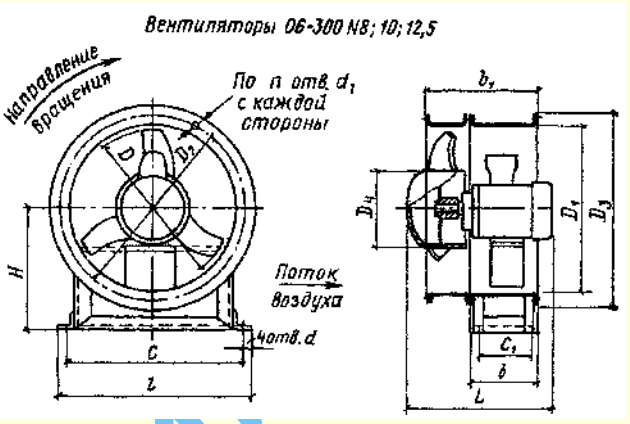
ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

№ вентилятора	Серия электродвигателя					
	ВА0			В		
	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин
5	ВА0-072 -4	0,4	1400	В63В4	0,37	1400
6,3	ВА0-11-6 ВА0-12-4	0,4 0,8	915 1400	В71А6 В71В4	0,37 0,75	915 1400
8	ВА0-21-6 ВА0-32-4	0,8 3	930 1430	В80F6 В100S4	0,75 3	930 1430
10 12,5	ВА0-32-6 ВА0-51-8	2,2 4	950 730	В100L6 В132S8	2,2 4	950 710

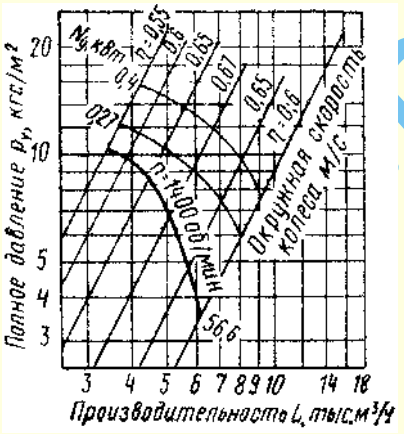
Справочник гидравлика

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ В06-300 ИСКРОЗАЩИЩЕННОГО ИСПОЛНЕНИЯ

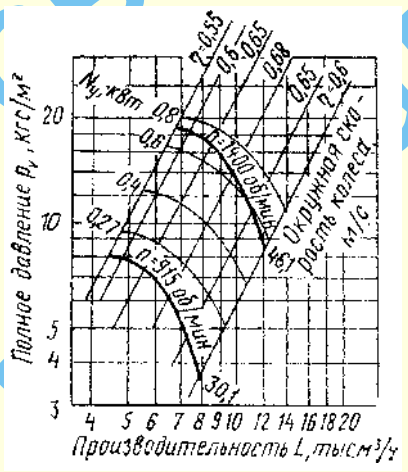




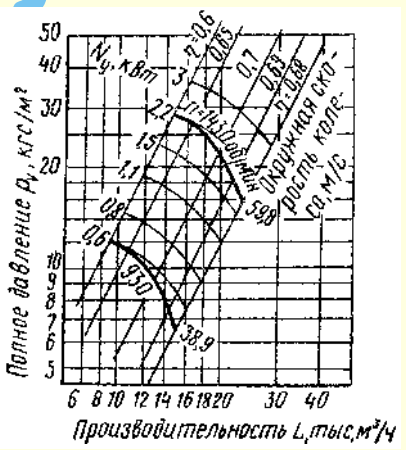
№ вентилятора	D	D_1	D_2	D_3	D_4	H	L	l	b	b_1	C	C_1	d	d_1	n, шт.	Масса без двигателя, кг
5	500	504	530	560	200	340	391–449	486	245	352	450	200	15	7	16	20
6,3	630	634	660	690	252	450	451–529	586	310	437	550	270	15	7	16	33
8	800	808	830	860	320	550	470–626	806	315	547	750	250	24	10	16	66
10	1000	1008	1035	1060	400	670	562	960	394	662	900	330	24	12	16	112
12,5	1250	1260	1285	1320	500	850	836	1160	494	842	1100	400	24	12	24	156



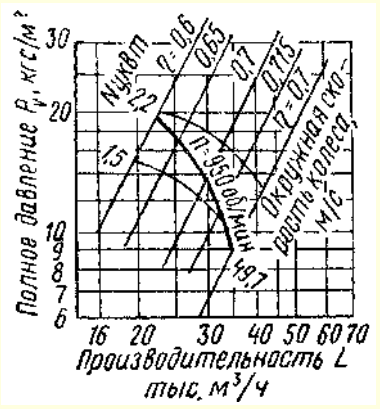
Характеристики вентилятора В06-300 № 5 искрозащищенного исполнения



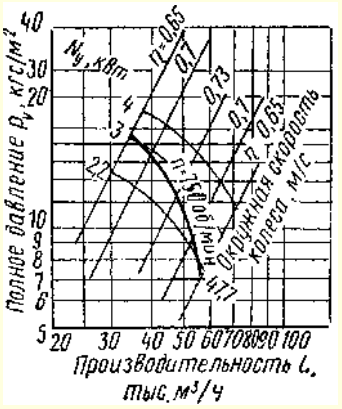
Характеристики вентилятора В06-300 № 6,3 искрозащищенного исполнения



Характеристики вентилятора В06-300 № 8 искрозащищенного исполнения



Характеристики вентилятора В06-300 № 10 искрозащищенного исполнения



Характеристики вентилятора 06-300 № 12,5 искрозащищенного исполнения

ВЕНТИЛЯТОРЫ КРЫШНЫЕ ВКРМ

Общие сведения

- Низкого давления
- Одностороннего всасывания
- Назад загнутые лопатки

Назначение

Системы вытяжной вентиляции промышленных и общественных зданий. Устанавливается на кровле. Предназначены, как правило, для работы без сети воздуховодов. При обеспечении оптимальной работы, когда производительность больше минимальной, вентилятор может работать с сетью воздуховодов.

Варианты изготовления

- Общего назначения из углеродистой стали ТУ 4861-046-00270366–99

Условия эксплуатации

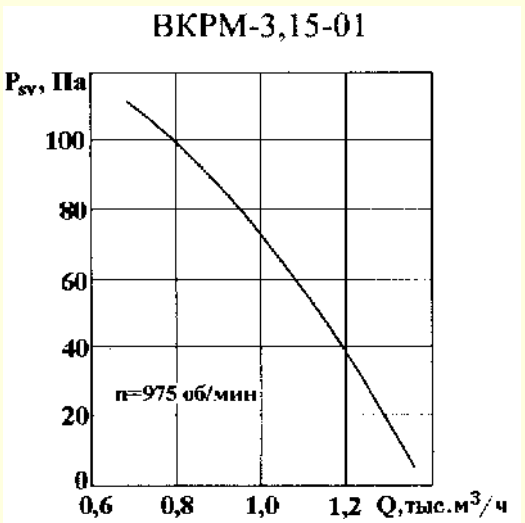
Температура окружающей среды от минус 40 °С до плюс 40 °С. Умеренный климат, 1-я категория размещения.

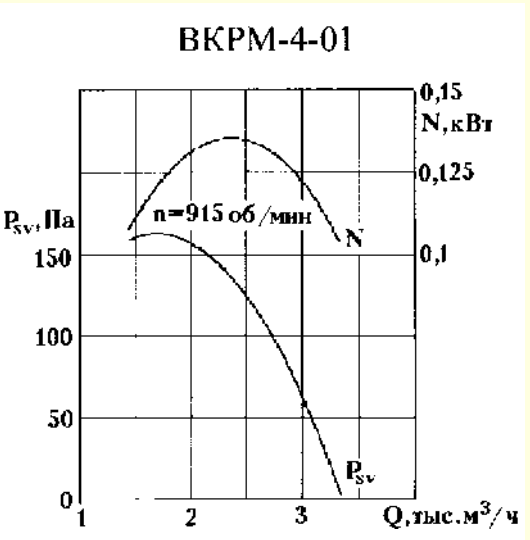
Вентиляторы общего назначения из оцинкованной или углеродистой стали

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, не более, кг
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м^3/час	Статическое давление, Па	
ВКРМ-3,15-01	1	ДВВ50-6-220/380	0,04	975	0,7–1,4	110–0	15
ВКРМ-4-01	1	АИР71А6	0,37	915	1,4–3,3	160–0	75,4
ВКРМ-5-03		АИР80А6	0,75	915	2,8–6,5	250–0	90
ВКРМ-6,3-03		АМР100L6	2,2	950	6,0–13,5	430–0	134
ВКРМ-8-02 ВКРМ-8*КЛ	1	АИР112МВ8	3,0	700	9,4–22,0	430–430	244
ВКРМ-12,5-02	1	5А160М16	4,0	370	11,0–35,0	270–0	600
ВКРМ-12.5*КЛ		5А160М12	6,8	470	14,0–45,0	430–0	600

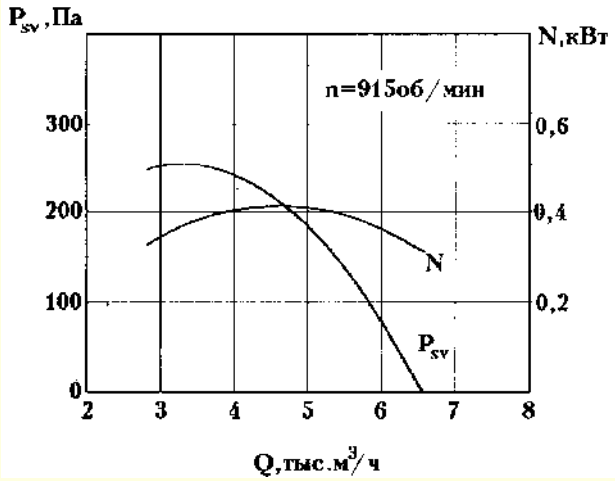
Справочник по гидравлике

АЭРОДИНАМИЧЕКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
(для асинхронной частоты вращения)

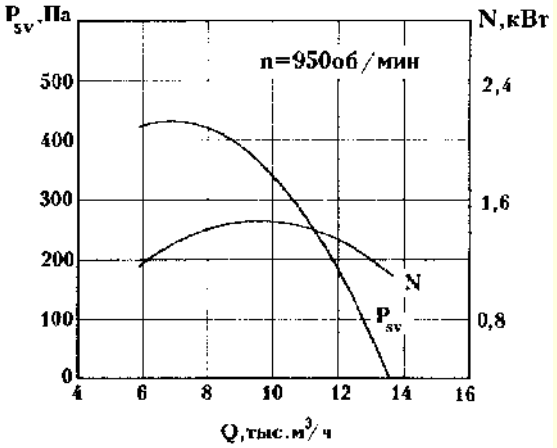




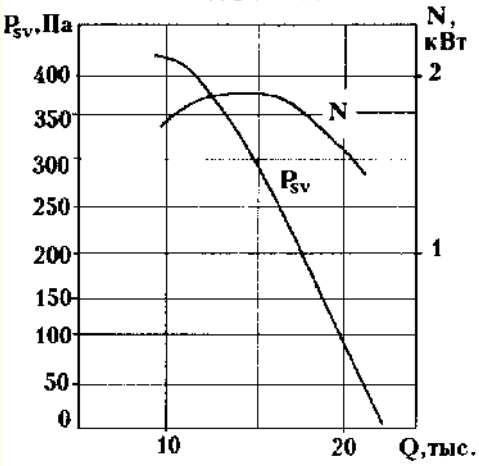
ВКРМ-5-03



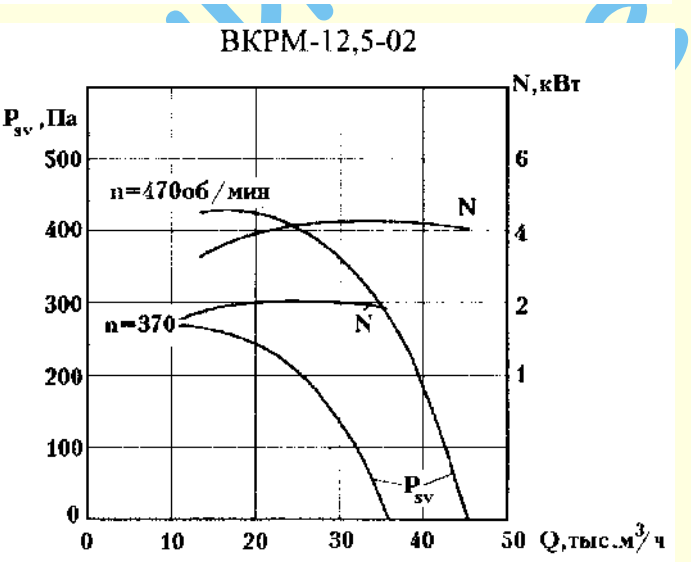
ВКРМ-6,3-03



ВКРМ-8-02

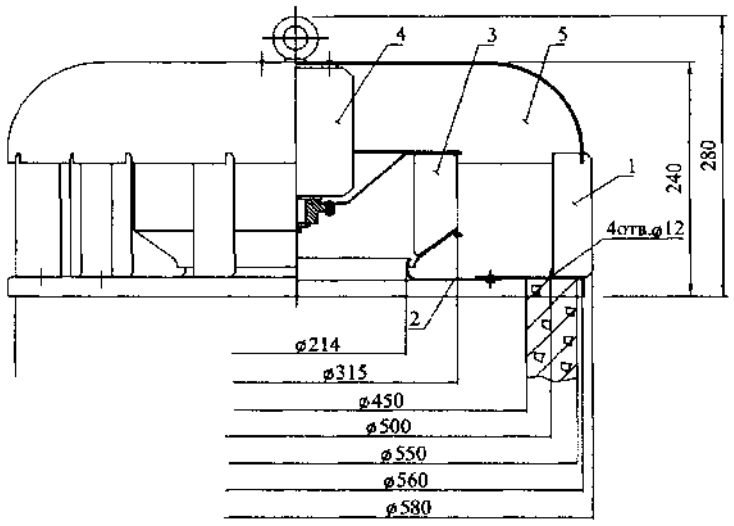


ВКРМ-12,5-02



ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ

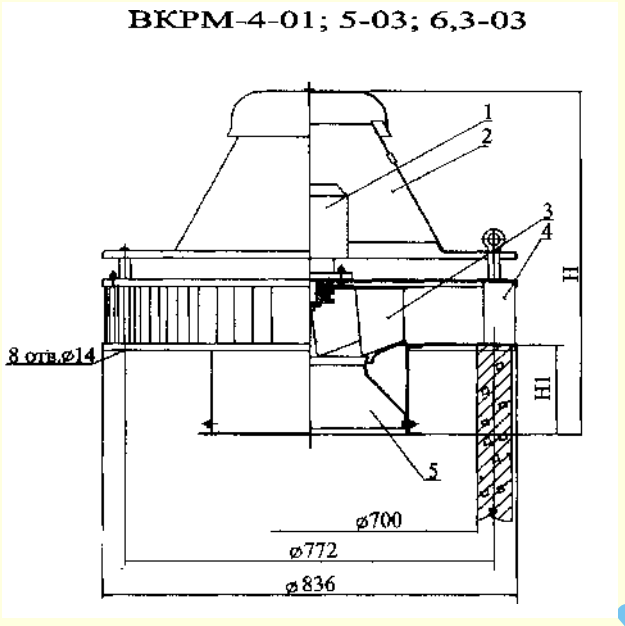
ВКРМ-3,15-01



1- корпус; 2- коллектор

3- колесо рабочее; 4- двигатель

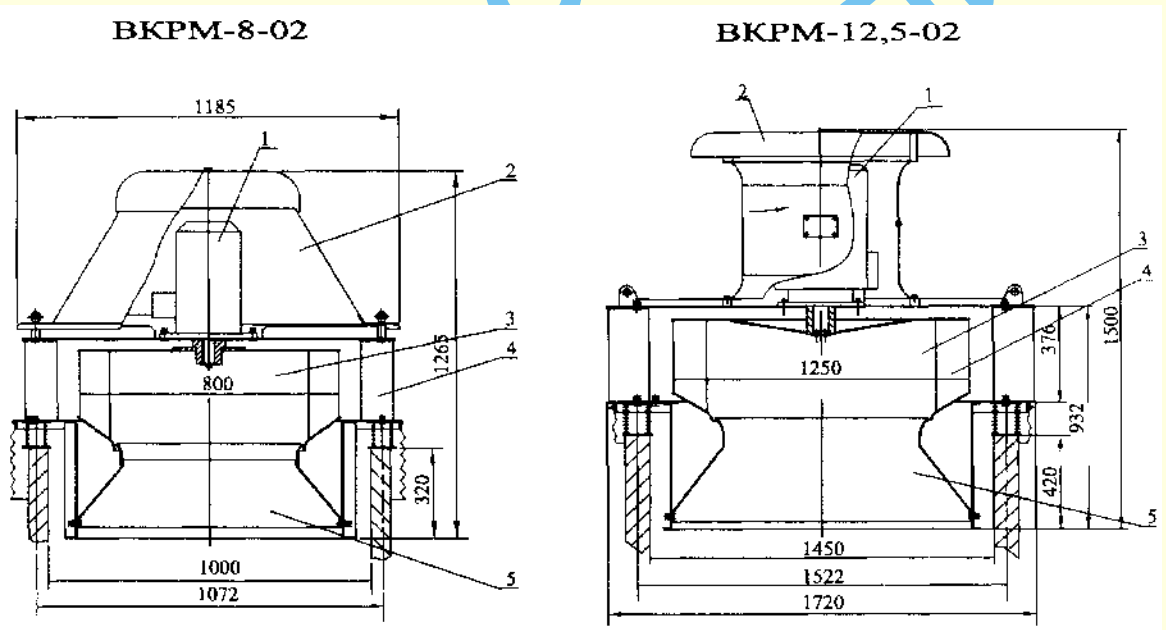
5- кожух



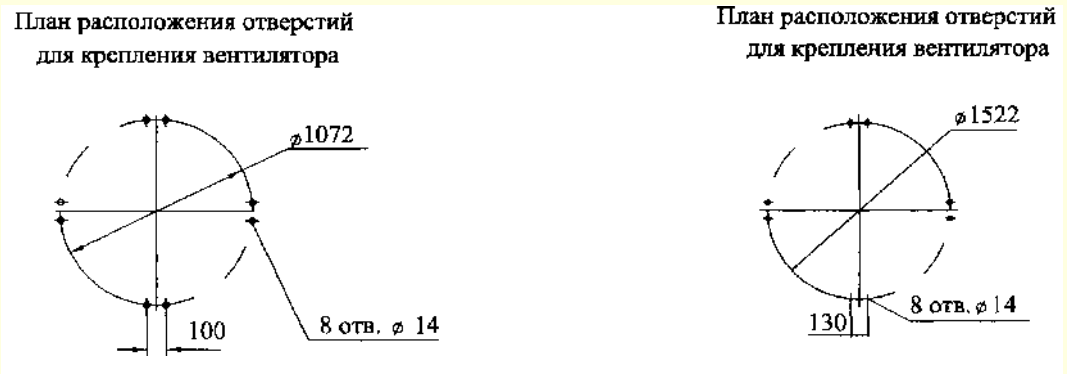
Вентилятор	Размеры, мм	
	H_1	H
ВКРМ-4-01	200	745
ВКРМ-5-03	227	795
ВКРМ-6,3-03	293	920

1 – электродвигатель,
2 – кожух,
3 – рабочее колесо,
4 – основание,
5 – коллектор

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



1 – электродвигатель; 2 – кожух; 3 – рабочее колесо; 4 – основание; 5 – коллектор



Учебник по электронике

АКУСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

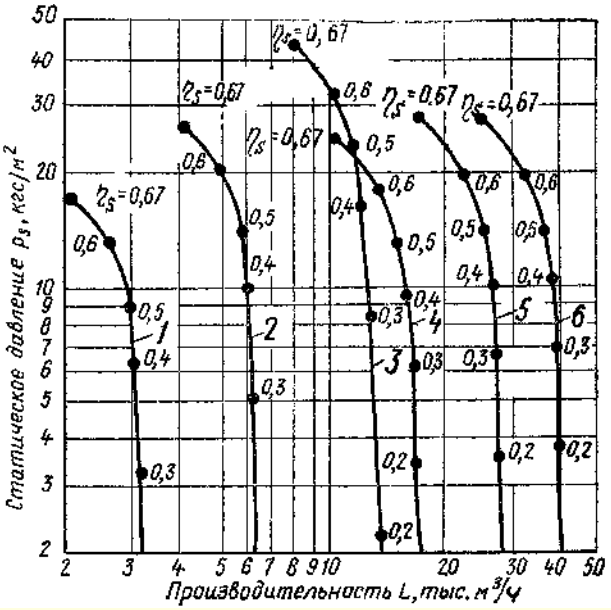
Вентилятор	*n*, об/мин	Значение *Lpi*, дБ в октавных полосах *f*, Гц							*LpA*, дБА
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ВКРМ-4-01	915	75	76	81	74	69	60	51	79
ВКРМ-5-03	915	81	83	88	81	75	66	57	86
ВКРМ-6,3-03	950	86	90	93	89	85	80	76	93
ВКРМ-8-02	700	93	89	90	87	81	73	69	92
ВКРМ-12,5-02	370	89	90	87	81	73	69	60	88
ВКРМ-12,5-02	470	95	96	93	87	79	75	66	94

Акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентилятора.

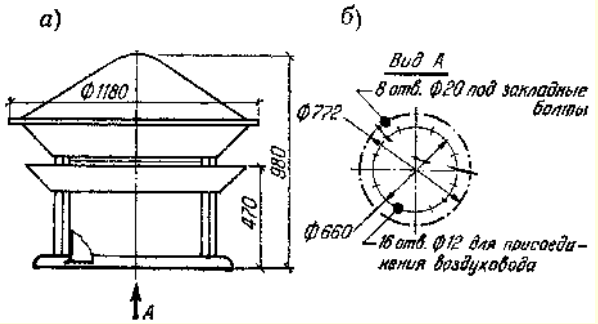
На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице.

На границах рабочего участка аэродинамической характеристики уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровня звуковой мощности, соответствующего номинальному режиму работы вентилятора.

ВЕНТИЛЯТОРЫ КРЫШНЫЕ ТИПА КЦ

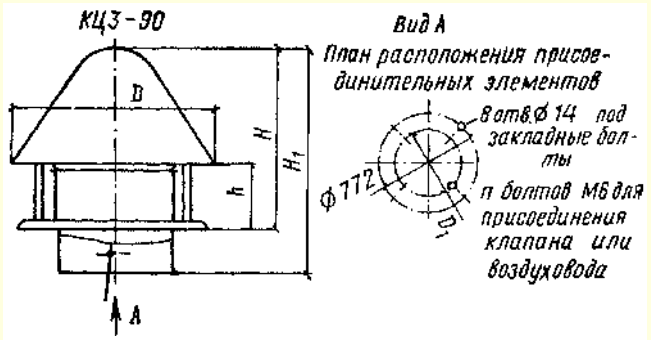


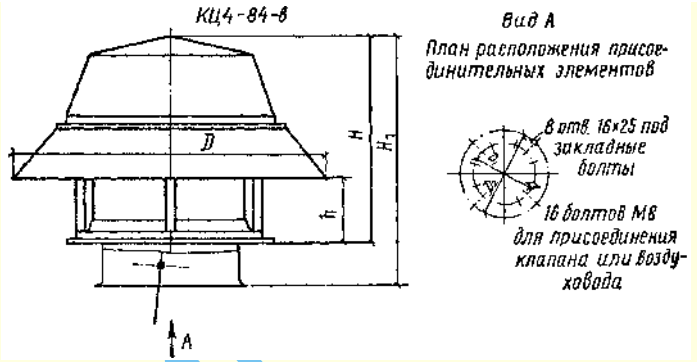
Сводный график аэродинамических характеристик крышных радиальных вентиляторов:
1 – тип КЦЗ–90 № 4, *n* = 915 об/мин; *2* – тип КЦЗ–90 № 5, *n* = 930 об/мин;
3 – тип КЦЗ–90 (КЦЗ–90–т) № 6,3, *n* = 950 об/мин; *4* – тип КЦ4–84–в № 8, *n* = 570 об/мин;
5 – тип КЦ–84–в № 10, *n* = 480 об/мин; *6* – тип КЦ4–84–в № 12, *n* = 400 об/мин
Цифрами указаны значения статического КПД



Вентилятор крышный коррозионностойкий (из титана) КЦЗ-90-т № 6,3:
а – общий вид вентилятора; *б* – план расположения присоединительных отверстий

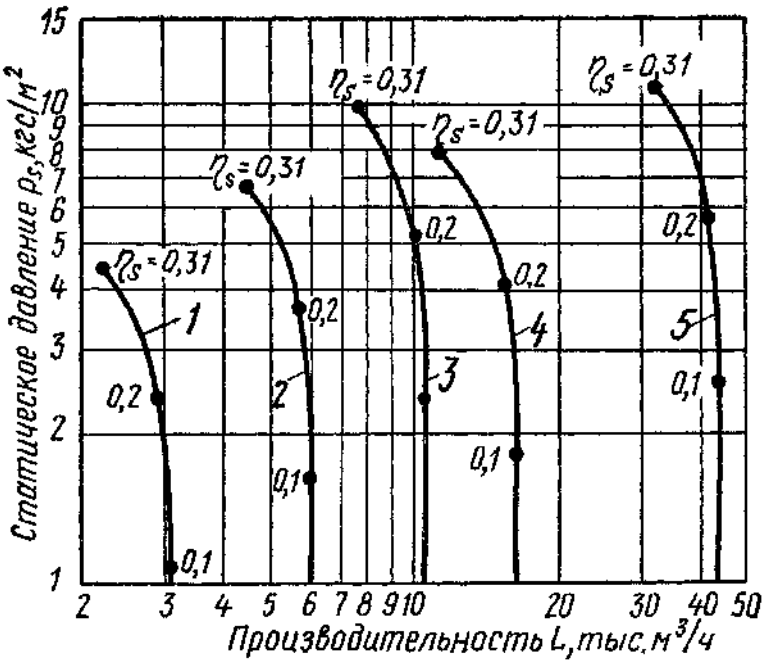
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, СТАЛЬНЫХ КРЫШНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ КЦ3-90 № 4; 5 И 6,3 (НЕВИБРОИЗОЛИРОВАННЫХ) И КЦ4-84-В № 8; 10 И 12 (ВИБРОИЗОЛИРОВАННЫХ)





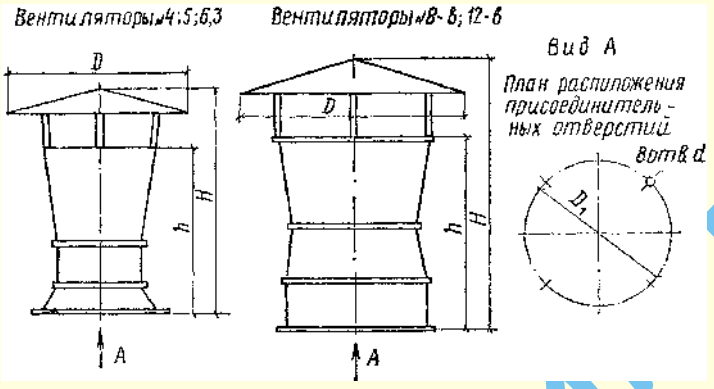
Вентилятор		H	H_1	h	D	D_1	D_2	n, шт.	Масса вентилятора, кг	
тип	№								с клапаном	без клапана
КЦ3-90	4	715	940	205	750	435	–	6	74	65
	5	800	1010	245	940	535	–	8	98	88
	6,3	960	1220	320	1120	665	–	8	150	135
КЦ4-84-в	8	1140	1375	310	1500	765	1072	–	360	330
	10	1285	1625	380	2000	940	1272	–	490	440
	12	1485	1805	420	2400	1130	1522	–	700	645

ВЕНТИЛЯТОРЫ КРЫШНЫЕ ОСЕВЫЕ



Сводный график аэродинамических характеристик крышных осевых вентиляторов:
1 – вентилятор № 4, *n* = 1360 об/мин; *2* – вентилятор № 5, *n* = 1360 об/мин;
3 – вентилятор № 6,3, *n* = 1400 об/мин; *4* – вентилятор № 8–в, *n* = 950 об/мин;
5 – вентилятор № 12–в, *n* = 720 об/мин

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ СТАЛЬНЫХ КРЫШНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ № 4; 5; 6,3 (НЕВИБРОИЗОЛИРОВАННЫХ) И № 8-В И 12-В (ВИБРОИЗОЛИРОВАННЫХ)



№ вентилятора	*H*	*h*	*D*	D_1	*d*	Масса, кг
4	1150	870	800	772	20	48
5	1310	960	1000	772	20	70
6,3	1570	1000	1200	772	20	93
8-в	1940	1380	1600	1072	16×25	240
12 в	2840	2000	2400	1522	16×25	590

4.4. КАТАЛОГ ВЕНТИЛЯТОРОВ ОБЩЕГО И СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ЗАРУБЕЖНОГО ПРОИЗВОДСТВА (см. CD)

4.5. КАТАЛОГ ВОЗДУХОВОДОВ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА (производитель – фирма «ЛИССАНТ», Санкт-Петербург)

Конструкция прямоугольных воздуховодов

Воздуховоды (прямые и фасонные части) прямоугольного и круглого сечения изготавливаются определенных размеров и видов, установленных:

• ВСН 353–86 «Проектирование и применение воздуховодов из унифицированных деталей»,

• ТУ 36-736–93 «Воздуховоды вентиляционные металлические»,

• СНиП 2.04.05–91 «Отопление, вентиляция, кондиционирование»,

• «Временной нормалью на металлические воздуховоды круглого сечения для систем аспирации».

Оборудование и технология, которыми обладает фирма «ЛИССАНТ», позволяют изготавливать элементы систем вентиляции соответствующие: EVRDVENT 2/3. BS DW 142

В зависимости от условий эксплуатации систем вентиляции воздуховоды могут быть изготовлены из различных материалов.

Для транспортировки воздуха с температурой до 80° С и относительной влажностью до 60% воздуховоды изготавливаются из:

• тонколистовой холоднокатаной оцинкованной стали толщиной 0,5–1,0 мм, ГОСТ 14918–80 (200–420 г цинка на $м^2$ стали),

• тонколистовой горячекатаной стали толщиной 0,5–1,0 мм ГОСТ 16523–70, ГОСТ 19903–74 (сталь без покрытия).

Предпочтительнее для указанных условий эксплуатации применять оцинкованную сталь.

При транспортировке воздуха с температурой и относительной влажностью выше указанных пределов используют также оцинкованную сталь и, кроме того, углеродистую сталь толщиной 1,0 – 2,0 мм, листовой алюминий.

Если в транспортируемой воздушной смеси содержатся химически активные газы, пары или пыль, то воздуховоды изготавливаются из металлопласта, углеродистой стали толщиной 1,0 – 2,0 мм с соответствующим для данной воздушной смеси защитным покрытием (перхлорвиниловые эмали и лаки).

Для перемещения особо агрессивных сред воздуховоды изготавливаются из тонколистовой коррозионностойкой, жаростойкой и жаропрочной сталей.

Прямоугольные и круглые воздуховоды обеспечивают герметичность по классу «Н» ТУ 36-736–93, и «В» по EVROVENT 2/2 с пределом давления и разряжения 750 Па.

Для упрощения все обозначения и наименования элементов систем вентиляции в настоящем каталоге приняты в соответствии с обозначениями EVROVENT.

Стандартный ряд прямоугольных воздуховодов фирмы «ЛИССАНТ» позволяет быстро и экономично смонтировать прочную, хорошо герметизированную вентиляционную систему.

Допустимые отклонения размеров 0 – 4 мм.

Все детали оборудованы стыками Z. Это система соединения двух деталей между собой с помощью установленных в местах стыков Z-образной рейки с имеющимися в ней пазами для уплотнения. Z–образные рейки механически прикреплены к краям воздуховодов и, кроме того, соединены

Справочник по гидравлике

между собой угловыми элементами. Стыки конструкции Z служат для соединения прямоугольных воздуховодов между собой и для присоединения воздуховодов к различным агрегатам. Кроме того, стыки придают жесткость воздуховодам и предохраняют их от повреждений. Зажимные С-образные рейки, необходимые для монтажа деталей, и, если это необходимо, уплотнительные прокладки поставляются отдельно. Также отдельно поставляется перфорированная монтажная лента.

Для обеспечения жесткости прямоугольных воздуховодов со стороной сечения от 400 до 1000 мм выполняются зиги с шагом 200 – 300 мм по периметру воздуховода либо диагональные перегибы.

При размере одной из сторон воздуховодов в пределах 400... 1000 мм с каждой из сторон по диагоналям дополнительно устанавливаются 2 угловых элемента жесткости. При размере одной из сторон воздуховодов от 1000 мм включительно и выше устанавливаются 4 угловых элемента и дополнительно 4 элемента жесткости с каждой из сторон воздуховодов по периметру. Рекомендуемый размер проемов для прямоугольной вентиляции равен (А + 200) + (В + 200) мм, где А и В – размеры воздуховодов в мм.

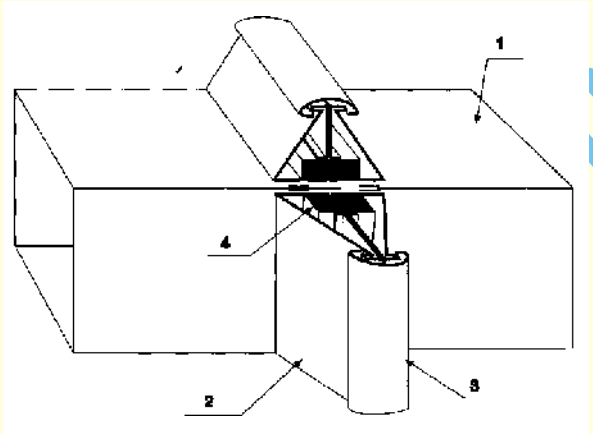


Схема соединения прямоугольных воздуховодов:
1 – воздуховод; *2* – Z-рейка; *3* – С-рейка; *4* – уплотнение

ПРЯМОУГОЛЬНЫЕ ВОЗДУХОВОДЫ

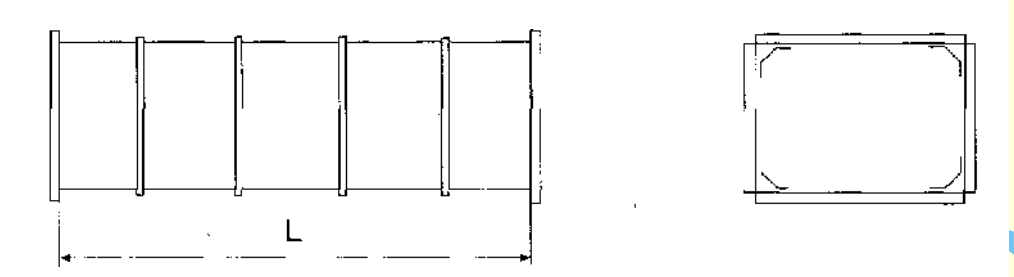
ПРЯМЫЕ ЧАСТИ

Стандартные типоразмеры, мм. Вес, кг/пог. метр

Толщина *t*, мм	Большая сторона	Меньшая сторона, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150	2,55	3,02									
0,55	200	3,02	3,49	3,96								
0,55	250	3,49	3,96	4,44	4,9							
0,7	300	4,95	5,55	6,13	6,73	7,3						
0,7	400	6,13	6,73	7,32	7,9	8.5	9,67					
0,7	500		7,9	8,5	9,08	9,67	10,9	12,3				
0,7	600		9,08	9,67	10,3	10,9	12,3	13,5	14,6			
0,7	800			12,3	12,9	13,5	14,6	15,8	17,0	27,1		
0,7/1,0	1000				15,2	15,8	17,0	18,2	27,1	30,4	34,3	
1,0	1200					25,4	27,1	28.7	30,4	34,3	37,6	40,9
1,0	1400						30,4	32,0	34,3	37,6	40,9	44,2
1,0	1600						36,0	36.0	37,6	40,9	44,2	47,5
1,0	1800							39,0	40,9	44,2	47,5	50,8
1.0	2000							42,0	44,2	47,5	50,8	54,1

Прямые части воздуховодов ВААК изготавливаются двух типоразмеров:
– длиной *L* = 2000 мм
– длиной *L* = 2500 мм
По периметру стыков установлены Z-образные соединительные рейки

Справочник по гидравлике



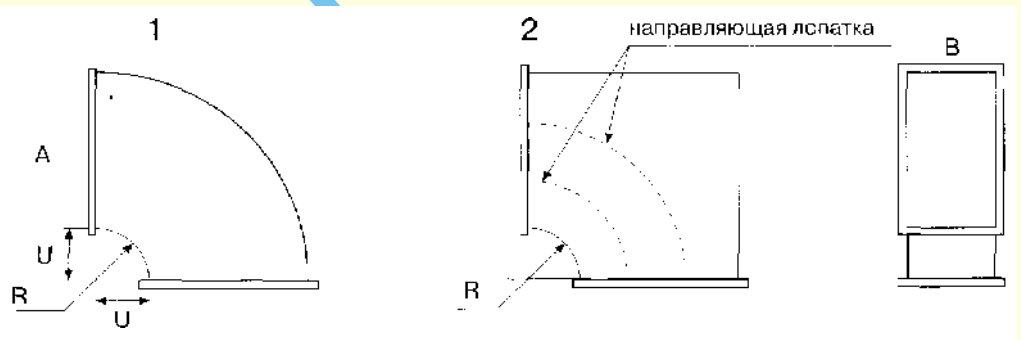
Прямая часть. Обозначение по Flakt – ВААК.

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ОТВОД 90°

Стандартные типоразмеры, мм. Вес, кг / шт.

Толщина *t*, мм	Сторона A	Сторона B, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150		1,08	1,28								
0,55	200	1,42	1,6	1,84								
0,55	250	1,75	2,03	2,26	2,5					R 150		
0,7	300	2,6	3,0	3,36	3,72	4,07						
0,7	400	3,6	4,1	4,6	4,96	5,37	6,13					
0,7	500		5,6	6,02	6,43	6,9	7,73	8,6				
0,7	600		7,3	7,8	8,08	8,55	9,5	10,5	11,4			
0,7	800			11,0	11,9	12,5	13,6	14,8	15,9	25,4		
1,0	1000				17,0	20,7	22,4	24,0	25,8	28,8	32,3	
1,0	1200					24,0	28,6	42,4	45,0	49,9	54,9	59,9
1,0	1400	R 300					48,0	52,8	55,6	61,1	66,6	72,0
1,0	1600						60,0	63,3	66,2	72,3	78,3	84,3
1,0	1800							73,0	79,0	85,4	92,2	99,0
1,0	2000							86,0	91,8	98,6	106,0	113,0

Варианты изготовления



Отвод – 90°. Обозначение по Flakt – ВАКВ–90°.
U = 162 при установке Z-рейки
U = 200 при установке фланца

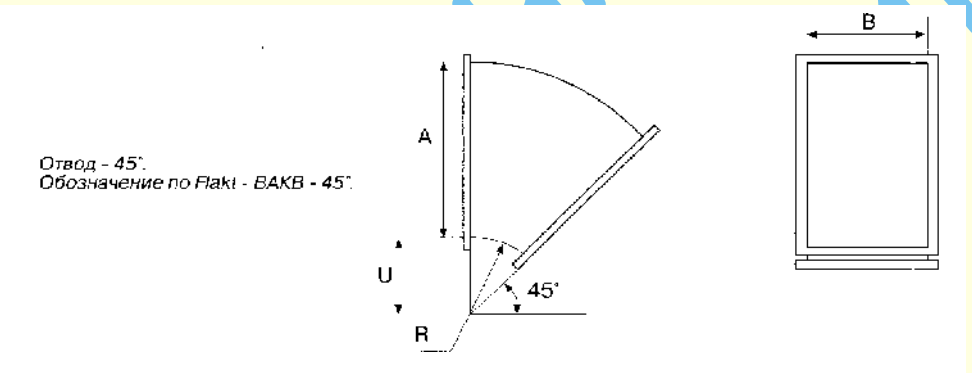
Отводы ВАКВ – 90° изготавливаются в двух исполнениях, 1 и 2.
Отводы в исполнении 2 с направляющими лопатками изготавливаются по отдельному запросу:
– с одной направляющей лопаткой, если больший размер в пределах 800 – 1000 мм
– с двумя направляющими лопатками, если больший размер равен 1200 и выше.
По периметру стыков установлены Z-образные соединительные рейки.

Справочник по гидравлике

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ОТВОД – 45°

Стандартные типоразмеры, мм. Вес, кг/ шт.

Толщина *t*, мм	Сторона A	Сторона B, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150	0,71	0,85									
0,55	200	1,13	1,32	1,5								
0,55	250	1,32	1,5	1,7	1,9					R 150		
0,7	300	2,11	2,52	2,9	3,3	3,5						
0,7	400	2,8	3,2	3,5	3,8	4,1	4,7					
0,7	500		5,4	5,8	6,2	6,6	7,4	8,3				
0,7	600		6,2	6,6	7,0	7,4	8,3	9,1	9,9			
0,7	800			10,0	11,0	12,0	12,7	13,8	14,9	24,0		
1,0	1000				12,7	13,8	14,9	15,9	17,0	19,0	21,2	
1,0	1200					11,0	20,8	30,9	32,7	36,3	40,0	43,6
1,0	1400	R 300					38,0	41,4	43,6	47,9	52,0	56,5
1,0	1600						48,0	51,9	54,4	59,4	64,4	69,3
1,0	1800							56,0	60,4	64,7	68,6	72,7
1,0	2000							63,0	66,5	70,0	72,8	76,0

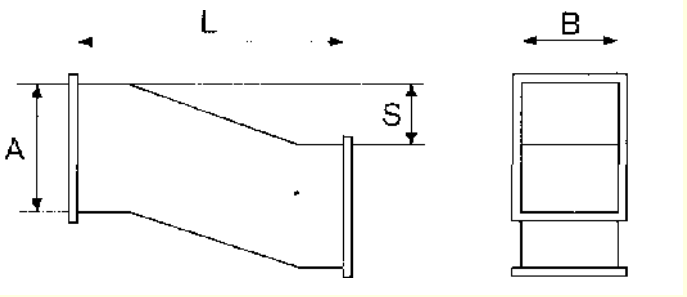


U = 162 при установке Z-рейки
U = 200 при установке фланца
По периметру стыков установлены Z-образные соединительные рейки.

S-ОБРАЗНЫЙ ОТВОД (УТКА)

Стандартные типоразмеры, мм. Вес, кг/шт.

Толщина *t*, мм	Сторона A	Сторона B, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150	2,0	2,4									
0,55	200	2,4	2,76	3,15								
0,7	250	2,76	3,15	4,68	4,25							
0,7	300	3,15	3,5	4,25	4,68	4,7						
0,7	400	4,25	4,68	4,7	6,0	6,9	7,9					
0,7	500		6,0	6,9	7,6	7,9	8,9	13,1				
0,7	600		7,06	7,9	8,2	8,9	13,1	14,4	15,7			
0,7	800			13,1	13,8	14,4	15,7	17,0	32,1	36,7		
1,0	1000				28,7	29,8	32,1	34,4	36,7	42,0	50,4	
1,0	1200					34,4	36,7	42,9	42,0	50,4	60,5	66,0
1,0	1400						42,0	52,3	50,4	60,5	66,0	71,6
1,0	1600						50,4	57,8	60,5	66,0	71,6	77,0
1,0	1800							63,3	66,0	71,6	77,0	82,6
1,0	2000							74,5	71,6	77,0	82,6	88,0



S-образный отвод (утка) предназначен для изменения уровня воздуховодов
По периметру стыков установлены Z-образные соединительные рейки.

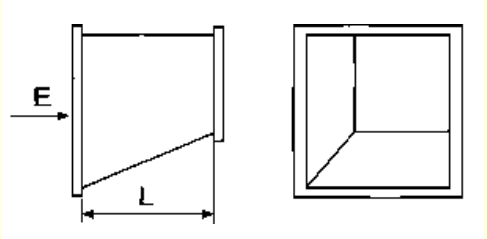
S, мм	до 200	250–300	350–400	500–600	700–800
A/B, мм	*L*, мм				
100–400	400	500	600	800	900
500–600	500	600	700	900	1000
700–800	600	700	800	1000	1100
1000–1200	800	900	1000	1000	1200
1400–2000	1000	1100	1100	1200	1500

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ПЕРЕХОД С ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ НА ПРЯМОУГОЛЬНОЕ

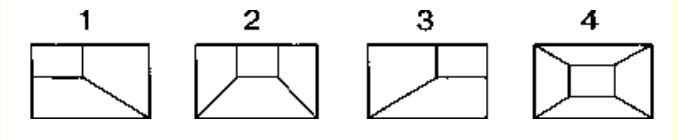
Стандартные типоразмеры, мм

Толщина *t*, мм	Большая сторона	Меньшая сторона, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150											
0,55	200											
0,55	250											
0,7	300		*L* = 300									
0,7	400											
0,7	500											
0,7	600											
0,7	800											
0,7/1,0	1000											
1,0	1200											
1,0	1400							*L* = 500				
1,0	1600											
1,0	1800											
1,0	2000											

L = 300 мм, если периметр перехода составляет до 2500 мм.
L = 500 мм, если периметр перехода составляет более 2500 мм.



Вид E Варианты изготовления



Обозначение по Flakt – BAKD.

По периметру стыков установлены Z-образные соединительные рейки.

Справочник по гидравлике

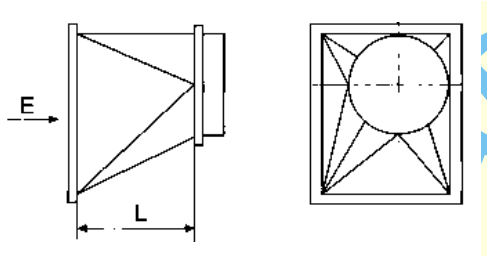
ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ПЕРЕХОД С ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ НА КРУГЛОЕ

Стандартные типоразмеры, мм. Вес, кг/шт.

Толщина *t*, мм	Большая сторона	Меньшая сторона, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150											
0,55	200											
0,55	250											
0,7	300											
0,7	400											
0,7	500											
0,7	600											
0,7	800											
0,7/1,0	1000											
1,0	1200											
1,0	1400											
1,0	1600											
1,0	1800											
1,0	2000											

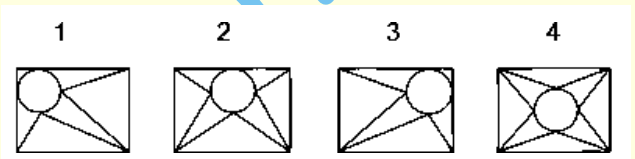
L = 300

L = 500



Вид E

Варианты изготовления



Обозначение по Flakt – BAKD

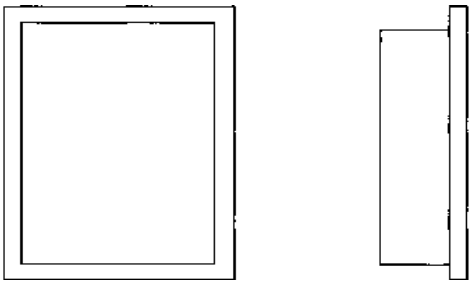
По периметру стыка установлены Z-образные соединительные рейки.
Со стороны круглого сечения – соединение под ниппель.

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ЗАГЛУШКА ТОРЦЕВАЯ

Стандартные типоразмеры, мм. Вес, кг / шт.

Толщина *t*, мм	Большая сторона	Меньшая сторона, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150	0,14	0,15									
0,55	200	0,15	0,17	0,2								
0,55	250	0,17	0,2	0,23	0,28							
0,7	300	0,22	0,23	0,28	0,3	0,33						
0,7	400	0,28	0,3	0,33	0,41	0,39	0,44					
0,7	500		0,41	0,39	0,41	0,44	0,49	0,61				
0,7	600		0,41	0,44	0,57	0,49	0,61	0,7	0,76			
0,7	800			0,61	0,68	0,7	0,76	0,82	1,22	1,4		
1,0	1000				0,78	0,82	1,22	0,94	1,4	1,6	1,78	
1,0	1200					0,94	1,4	1,5	1,6	1,78	1,9	2,1
1,0	1400						1,6	1,8	1,78	1,9	2,1	2,27
1,0	1600						1,78	1,9	1,9	2,1	2,27	2,4
1,0	1800							2,0	2,1	2,27	2,4	2,67
1,0	2000							2,2	2,27	2,4	2,67	2,8

Справочник по гидравлике



Заглушка торцевая

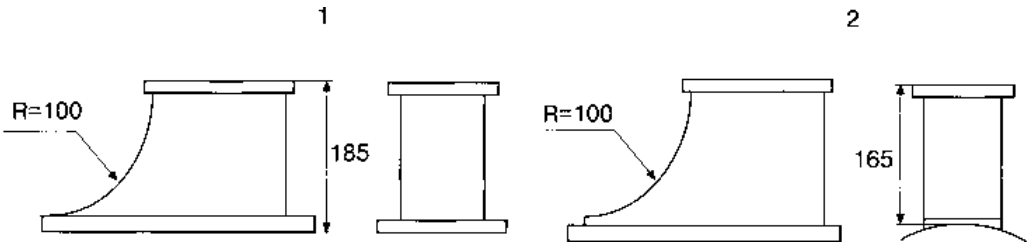
Заглушка предназначена для применения с воздуховодами ВАКК.
По периметру стыков установлены Z-образные соединительные рейки.

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ВРЕЗКА

Стандартные типоразмеры, мм. Вес, кг/шт.

Толщина *t*, мм	Большая сторона	Меньшая сторона, мм										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
0,55	150	0,28	0,33									
0,55	200	0,33	0,39	0,44								
0,55	250	0,39	0,44	0,5	0,6							
0,7	300	0,44	0,5	0,6	0,66	0,72						
0,7	400	0,6	0,66	0,72	0,78	0,84	0,89					
0,7	500		0,78	0,84	1,04	0,89	1,08	1,2				
0,7	600		1,04	0,89	1,2	1,08	1,39	1,32	1,67			
0,7	800			1,39	1,45	1,53	1,67	1,8	2,7	3,1		
0,7/1,0	1000				2,43	2,52	2,7	2,9	3,1	3,5	3,9	
1,0	1200					2,9	3,1	3,3	3,5	3,9	4,3	4,7
1,0	1400						3,5	3,7	3,9	4,3	4,7	5,05
1,0	1600						3,9	4,0	4,3	4,7	5,05	5,45
1,0	1800							4,5	4,7	5,05	5,45	5,8
1,0	2000							4,9	5,05	5,45	5,8	6,2

Варианты изготовления



Врезка
Обозначение по Flakt – BAKS

Врезка предназначена для вмонтирования в стенку воздуховода. По периметру меньшего отверстия установлены Z-образные соединительные рейки. Большее отверстие имеет гладкий конец с отбортовкой и изготавливается в двух исполнениях: для установки в прямоугольные и круглые воздуховоды.

Для установки врезки в воздуховод в нем необходимо сделать отверстие. Сторона основного воздуховода должна быть как минимум на 50 мм больше отверстия для врезки. Врезка крепится механически к воздуховоду с помощью рор-заклепок. Перед установкой между врезкой и воздуховодом необходимо нанести слой силиконового уплотнения.

Справочник по гидравлике

КОНСТРУКЦИЯ КРУГЛЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

Номинальный размер, мм	*D*мин. – *D*макс. канала, мм	*D*1 мин. – *D*1 макс. ниппеля, мм
100	100,0–100,5	98,8–99,3
125	125,0–125,5	123,8–124,3
160	160,0–160,6	158,7–159,3
200	200,0–200,7	198,6–199,3
250	250,0–250,8	248,5–249,3
315	315,0–315,9	313,4–314,3
400	400,0–401,0	398,3–399,3
500	500,0–501,1	498,2–499,3
630	630,0–631,2	628,1–629,3
800	800,0–801,6	798,0–799,3
1000	1000,0–1002,0	997,9–999,3
1250	1250,0–1252,5	1247,8–1249,3

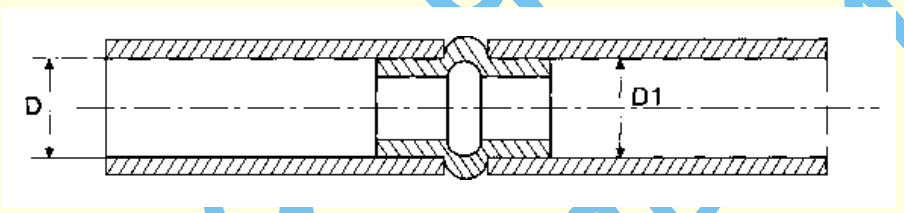


Схема соединения воздуховодов

Стандартный ряд круглых воздуховодов фирмы «ЛИССАНТ» позволяет быстро и экономично смонтировать прочную, хорошо герметизированную вентиляционную систему в промышленном и гражданском строительстве.

В состав системы воздуховодов «ЛИССАНТ» входят каналы круглого сечения со спиральными швами, фасонные части и вставные соединительные элементы каналов (ниппеля).

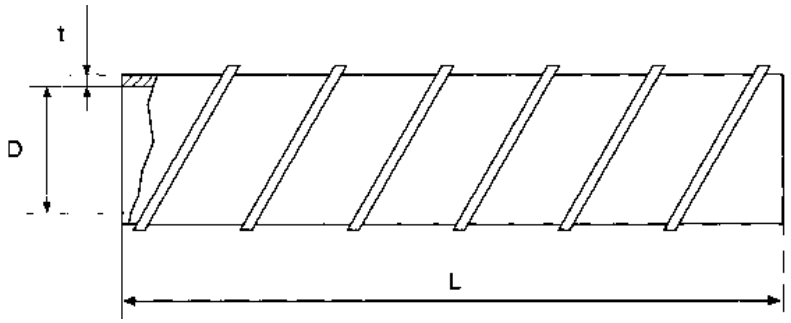
Принцип соединения каналов между собой основан на том, что внутренний диаметр канала *D* равен наружному диаметру соединительного элемента *D*1. Величины полей допусков в зависимости от размеров указаны в таблице.

Для присоединения фасонной части к воздуховоду соединительный элемент не нужен, так как конструкция всех фасонных частей предусматривает сопрягаемые размеры в соответствии с прилагаемой Таблицей. Все соединительные элементы имеют зиг, который облегчает сборку системы на объекте.

ПРЯМЫЕ ЧАСТИ

D, мм	*t*, мм	Вес пог./м, кг
100	0,55	1,7
125	0,55	2,14
160	0,55	2,74
200	0,55	3,4
250	0,55	4,68
315	0,55	5,9
400	0,7	8,7
500	0,7	10,9
630	0,7	13,75
800	0,7	19,96
1000	1,0	31,2
1250	1,0	38,9

Справочник по гидравлике



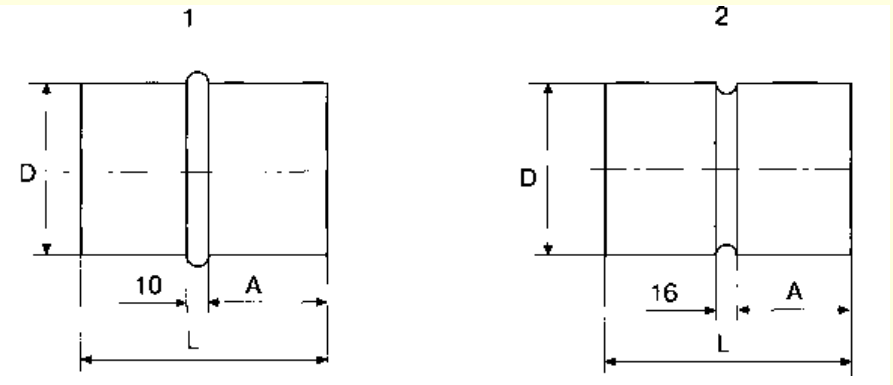
Прямая часть. Обозначение по Flakt– BDEK.

Прямые части круглых спирально-фальцевых воздуховодов изготавливаются стандартной длины L = 3000 и L = 6000 мм. Допустимое отклонение по длине ± 5 мм.

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: НИППЕЛЯ

D, мм	*t*, мм	*L*, мм	*A*, мм	Вес шт., кг
100	0,55	120	55	0,208
125	0,55	120	55	0,236
160	0,55	120	55	0,3
200	0,55	120	55	0,376
250	0,55	120	55	0,5
315	0,55	120	55	0,89
400	0,7	120	55	0,936
500	0,7	120	55	1,18
630	0,7	120	55	1,46
800	0,7	120	55	2,1
1000	1,0	210	100	5,6
1250	1,0	210	100	7,0

Варианты изготовления



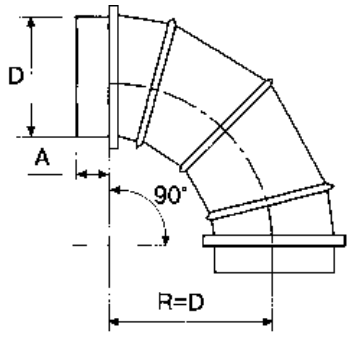
Ниппель внутренний
Обозначение по Flakt – BDEN

Ниппель наружный
Обозначение по Flakt – BDEN.

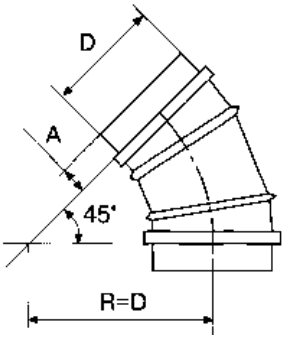
Справочник по гидравлике

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ОТВОДЫ

D, мм	*t*, мм	*A*, мм	Вес 90° шт., кг	Вес 45° шт., кг
100	0,55	55	0,465	0,33
125	0,55	55	0,75	0,42
160	0,55	55	1,18	0,66
200	0,55	55	1,75	0,99
250	0,7	55	2,86	1,59
315	0,7	55	3,78	2,45
400	0,7	55	5,8	3,13
500	0,7	55	8,44	4,65
630	0,7	55	13,2	7,14
800	0,7	55	22,04	11,09
1000	1,0	100	42,9	21,4
1250	1,0	100	66,8	33,8



Отвод – 90°
Обозначение по Flakt – BDEN



Отвод – 45°
Обозначение по Flakt – BDEM

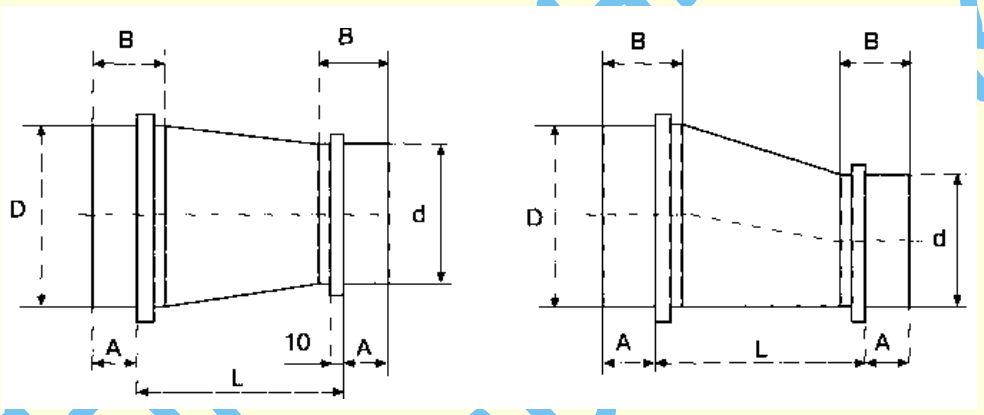
ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ПЕРЕХОДЫ

D/*d*, мм	*t*, мм	*L*, мм	Вес, кг	*A*, мм	*B*, мм
1	2	3	4	5	6
125/100	0,55	53	0,38	55	80
160/100	0,55	70	0,44	55	80
160/125	0,55	58	0,45	55	80
200/100	0,55	90	0,56	55	80
200/125	0,55	78	0,58	55	80
200/160	0,55	60	0,56	55	80
250/100	0,55	115	0,79	55	80
250/125	0,55	103	0,79	55	80
250/160	0,55	85	0,82	55	80
250/200	0,55	65	0,82	55	80
315/160	0,55	118	1,06	55	80
315/200	0,55	98	1,05	55	80
315/250	0,55	73	1,02	55	80
400/200	0,7	240	2,14	55	80
400/250	0,7	190	1,98	55	80
400/315	0,7	125	1,75	55	80
500/250	0,7	290	3,5	55	80
500/315	0,7	225	3,2	55	80
500/400	0,7	140	2,7	55	80
630/315	0,7	355	5,08	55	80

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6
630/400	0,7	270	4,5	55	80
630/500	0,7	170	3,7	55	80
800/400	0,7	440	5,8	55	80
800/500	0,7	340	6,8	55	80
800/630	0,7	210	5,36	55	80
1000/500	1,0	540	17,5	100	120
1000/630	1,0	410	15,6	100	120
1000/800	1,0	240	12,6	100	120
1250/630	1,0	660	25,4	100	120
1250/800	1,0	490	16,9	100	120
1250/1000	1,0	290	17,5	100	120

До 0 = 400 мм переходы симметричные.
От 0 = 400 мм переходы несимметричные.



Переход симметричный
Обозначение по Flakt– BDED.

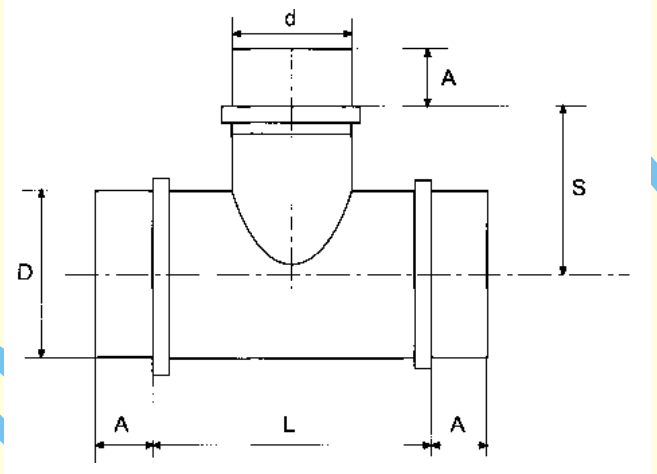
Переход несимметричный
Обозначение по Flakt– BDED.

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ТРОЙНИК

D/*d*, мм	*L*, мм	*S*, мм	*t*, мм	*A*, мм	*D*/*d*, мм	*L*, мм	*S*, мм	*t*, мм	*A*, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
100/100	200	90	0,55	55	500/100	200	290	0,7	55
125/100	200	103	0,55	55	500/125	225	290	0,7	55
125/125	225	103	0,55	55	500/160	260	290	0,7	55
160/100	200	120	0,55	55	500/200	300	290	0,7	55
160/125	225	120	0,55	55	500/250	350	290	0,7	55
160/160	260	120	0,55	55	500/315	415	290	0,7	55
200/100	200	140	0,55	55	500/400	520	290	0,7	55
200/125	225	140	0,55	55	500/500	650	290	0,7	55
200/160	260	140	0,55	55	630/100	200	355	0,7	55
200/200	300	140	0,55	55	630/125	225	355	0,7	55
250/100	200	165	0,55	55	630/160	260	355	0,7	55
250/125	225	165	0,55	55	630/200	300	355	0,7	55
250/160	260	165	0,55	55	630/250	350	355	0,7	55
250/200	300	165	0,55	55	630/315	415	355	0,7	55
250/250	350	165	0,55	55	630/400	500	355	0,7	55

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
315/100	200	198	0,55	55	630/500	600	355	0,7	55
315/125	225	198	0,55	55	630/630	730	355	0,7	55
315/160	260	198	0,55	55	800/400	500	440	0,7	55
315/200	300	198	0,55	55	800/500	600	440	0,7	55
315/250	350	198	0,55	55	800/630	730	440	0,7	55
315/315	415	198	0,55	55	800/800	900	440	0,7	55
400/100	200	240	0,7	55	1000/500	600	540	1,0	100
400/125	225	240	0,7	55	1000/630	730	540	1,0	100
400/160	260	240	0,7	55	1000/800	900	540	1,0	100
400/200	300	240	0,7	55	1000/1000	1100	540	1,0	100
400/250	350	240	0,7	55	1250/630	730	665	1,0	100
400/315	415	240	0,7	55	1250/800	900	665	1,0	100
400/400	500	240	0,7	55	1250/1000	1100	665	1,0	100



Тройник. Обозначение по Flakt – BDET

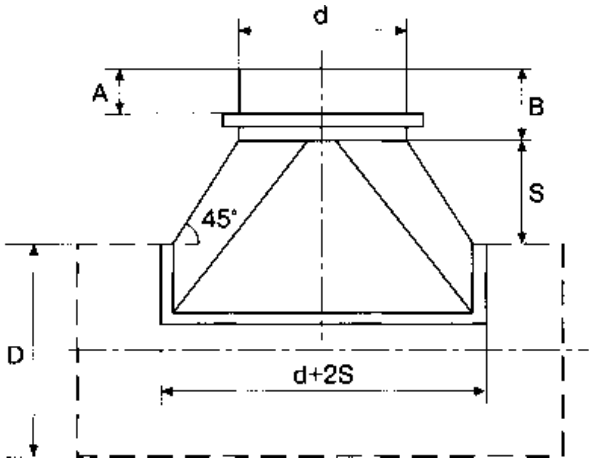
ФАСОННЫЕ ЧАСТИ ВРЕЗКА КРУГЛАЯ

Круглая врезка предназначена для присоединения системы воздуховодов одного диаметра к системе воздуховодов другого диаметра. Для установки врезки в воздуховод в нем необходимо сделать отверстие. Врезка крепится механически к воздуховоду с помощью поп–заклепок. Перед установкой между врезкой и воздуховодом необходимо нанести слой силиконового уплотнения.

D/*d*, мм	*B*, мм	*S*, мм	*t*, мм	*A*, мм	*D*/*d*, мм	*B*, мм	*S*, мм	*t*, мм	*A*, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
100/100	80	50	0,55	55	500/100	80	50	0,55	55
125/100	80	50	0,55	55	500/125	80	50	0,55	55
125/125	80	50	0,55	55	500/160	80	50	0,55	55
160/100	80	50	0,55	55	500/200	80	50	0,55	55
160/125	80	50	0,55	55	500/250	80	50	0,55	55
160/160	80	50	0,55	55	500/315	80	50	0,55	55
200/100	80	50	0,55	55	500/400	80	50	0,7	55
200/125	80	50	0,55	55	500/500	80	50	0,7	55
200/160	80	50	0,55	55	630/100	80	50	0,55	55
200/200	80	50	0,55	55	630/125	80	50	0,55	55

Продолжение таблицы

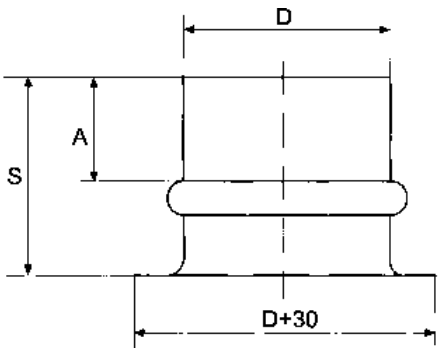
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
250/100	80	50	0,55	55	630/160	80	50	0,55	55
250/125	80	50	0,55	55	630/200	80	50	0,55	55
250/160	80	50	0,55	55	630/250	80	50	0,55	55
250/200	80	50	0,55	55	630/315	80	50	0,55	55
250/250	80	50	0,55	55	630/400	80	60	0,7	55
315/100	80	50	0,55	55	630/500	80	75	0,7	55
315/125	80	50	0,55	55	630/630	80	75	0,7	55
315/160	80	50	0,55	55	800/400	80	60	0,7	55
315/200	80	50	0,55	55	800/500	80	75	0,7	55
315/250	80	50	0,55	55	800/630	80	95	0,7	55
315/315	80	50	0,55	55	800/800	80	95	0,7	55
400/100	80	50	0,55	55	1000/500	120	75	0,7	100
400/125	80	50	0,55	55	1000/630	120	95	0,7	100
400/160	80	50	0,55	55	1000/800	120	100	0,7	100
400/200	80	50	0,55	55	1000/1000	120	100	1,0	100
400/250	80	50	0,55	55	1250/630	120	95	0,7	100
400/315	80	50	0,55	55	1250/800	120	100	0,7	100
400/400	80	50	0,7	55	1250/1000	120	100	1,0	100



Врезка круглая *D*/*d*. Обозначение по Flakt– BDEA

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ВРЕЗКА ПРЯМАЯ

D, мм	*t*, мм	*S*, мм	*A*, мм	Вес шт., кг
100	0,55	95	55	0,2
125	0,55	95	55	0,24
160	0,55	95	55	0,28
200	0,55	95	55	0,38
250	0,55	95	55	0,5
315	0,55	95	55	0,6
400	0,7	95	55	0,94
500	0,7	95	55	1,2
630	0,7	95	55	1,5
800	0,7	95	55	2 1
1000	1,0	140	100	4,4
1250	1,0	140	100	5,5



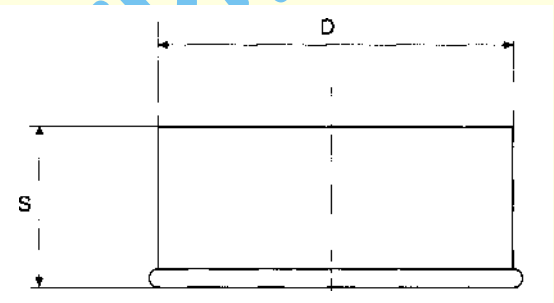
Врезка прямая ∅ / # Обозначение по Flakt– BDEA

Врезка предназначена для вмонтирования в стенку воздуховода.

Для установки врезки в воздуховод в нем необходимо сделать отверстие. Сторона основного воздуховода должна быть, как минимум, на 50 мм больше отверстия для врезки, Врезка крепится механически к воздуховоду с помощью рор–заклепок. Перед установкой между врезкой и воздуховодом необходимо нанести слой силиконового уплотнения.

ФАСОННЫЕ ЧАСТИ: ЗАГЛУШКА

D, мм	*t*, мм	*S*, мм	Вес шт., кг
100	0,55	60	0 1
125	0,55	60	0,14
160	0,55	60	0,23
200	0,55	60	0,3
250	0,55	60	0,5
315	0,55	60	07
400	0,7	60	1,3
500	0,7	60	1,8
630	0,7	60	29
800	0,7	110	5,3
1000	1,0	110	9,6
1250	1,0	110	140



Заглушка
Обозначение по Flakt – BDEG

4.6. КАТАЛОГ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ГЛУШИТЕЛИ ШУМА СЕРИИ 5.904-17 ВЫПУСК 1–1

Глушители предназначены для снижения аэродинамического шума, создаваемого вентиляторами, кондиционерами, воздухорегулирующими устройствами, а также шума, возникающего в элементах воздуховодов и распространяющегося по ним.

Глушители изготавливаются четырех типов:
– глушители трубчатые круглые ГТК
– глушители трубчатые прямоугольные ГТП
– глушители цилиндрические ГЦ
– глушители комбинированные ГЦ + ГТК

Основной источник шума в системах вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления – вентилятор, причем преобладающим является аэродинамический шум, имеющий широкополосный спектр.

Справочник инженера-проектировщика

Глушители серии 5,904-17 предназначены для сред, не содержащих взрывоопасные и радиоактивные примеси.

Корпуса глушителей изготавливаются из оцинкованной стали. В качестве звукопоглощающего материала для приточных и вытяжных систем применяется материалы различных фирм-изготовителей. Для защиты звукопоглощающего материала от выдувания потоком воздуха используется покрытие, состоящее из перфорированного стального оцинкованного листа и стеклоткани.

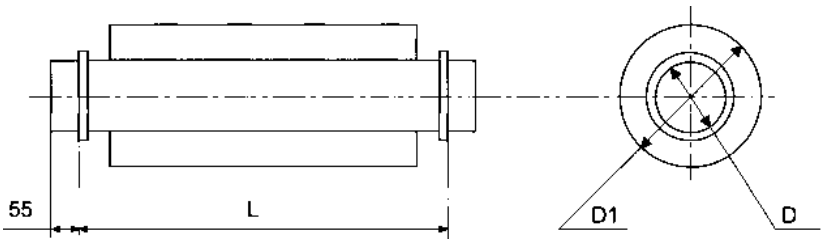
Для уменьшения гидравлического сопротивления и уровня звуковой мощности шума, создаваемого при прохождении потока воздуха через пластинчатый глушитель, со стороны входа воздуха перед пластинами устанавливаются обтекатели.

Необходимость применения типа глушителя и их количество определяются проектом.

Все присоединительные размеры глушителей соответствуют нормализованному ряду воздуховодов, принятому на фирме «ЛИССАНТ». Все способы соединений с воздуховодами также нормализованы в соответствии с технологией фирмы «ЛИССАНТ».

ГЛУШИТЕЛИ ТРУБЧАТЫЕ

Шифр	Обозначение	*D*, мм	*D*1, мм	*L*, мм	Масса, кг
ГТК1–1	А7Е186. 000	125	315	980	9,7
ГТК1–2	–01	200	400	980	12,9
ГТК1–3	–02	250	450	980	16,0
ГТК1–4	–03	315	560	980	22,1
ГТК1–5	–04	400	710	980	31,3
ГТК1–6	–05	500	800	980	37,2
ГТК2–1	–06	125	315	480	5,7
ГТК2–2	–07	200	400	480	7,7
ГТК2–3	–08	250	450	480	9,6
ГТК2–4	–09	315	560	480	13,2
ГТК2–5	–10	400	710	480	19,5
ГТК2–6	–11	500	800	480	23,1



Трубчатые глушители шума круглого и прямоугольного сечения применяют при площади поперечного сечения воздуховода диаметром 500 мм.

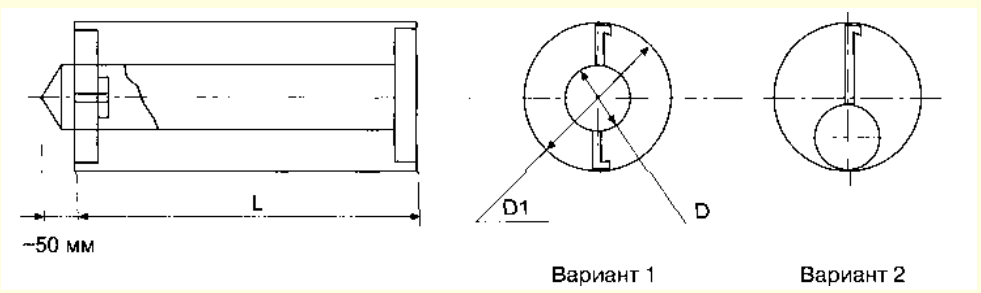
По согласованию с фирмой можно заказать глушители большей длины.

ГЛУШИТЕЛИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

Диаметр воздуховода D_1	Диаметр глушителя *D*	Длина комплекта *L*	Состав комплекта		
			Глушитель	Планка установочная	Обтекатель
1	2	3	4	5	6
250	140	500	ГЦ1–2	ПУ-1, 2 шт.	ОЦ-1
250	140	1000	ГЦ1-1	ПУ-1, 2 шт.	ОЦ-1
250	140	1500	ГЦ1-1 и ГЦ1-2	ПУ-1, 4 шт.	ОЦ-1
250	140	2000	ГЦ1-1, 2 шт.	ПУ-1, 4 шт.	ОЦ-1
250	180	500	ГЦ2-2	ПУ-1, 2 шт.	ОЦ-2
250	180	1000	ГЦ2-1	ПУ-1, 2 шт.	ОЦ-2
250	180	1500	ГЦ2-1 ИГЦ2-2	ПУ-1, 4 шт.	ОЦ-2
250	180	2000	ГЦ2-2, 2 шт.	ПУ-1, 4 шт.	ОЦ-2

Продолжение таблицы

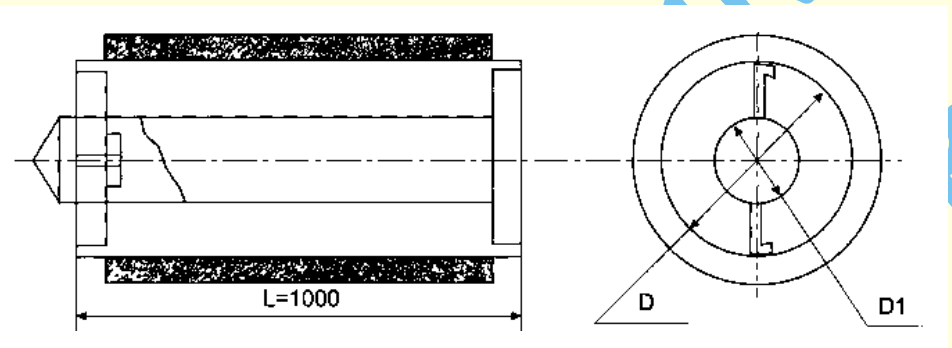
1	2	3	4	5	6
315	180	500	ГЦ2-2	ПУ-2, 2 шт,	ОЦ-2
315	180	1000	ГЦ2-1	ПУ-2, 2 шт.	ОЦ-2
315	180	1500	ГЦ2-1 и ГЦ2-2	ПУ-2, 4 шт.	ОЦ-2
315	180	2000	ГЦ2-1, 2 шт.	ПУ-2, 4 шт.	ОЦ-2
315	225	500	ГЦ3-2	ПУ-2, 2 шт.	ОЦ-3
315	225	1000	ГЦ3-1	ПУ-2, 2 шт.	ОЦ-3
315	225	1500	ГЦ3-1 и ГЦ3-2	ПУ-2, 4 шт.	ОЦ-3
315	225	2000	ГЦ3-1, 2 шт.	ПУ-2, 4 шт.	ОЦ-3
400	225	500	ГЦ3-2	ПУ-3, 2 шт.	ОЦ-3
400	225	1000	ГЦ3-1	ПУ-3, 2 шт.	ОЦ-3
400	225	1500	ГЦ3-1 и ГЦ3-2	ПУ-3, 4 шт.	ОЦ-3
400	225	2000	ГЦ3-1, 2 шт.	ПУ-3, 4 шт.	ОЦ-3
500	225	1000	ГЦ3-1	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-3
500	225	1500	ГЦ3-1 и ГЦ3-2	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-3
500	225	2000	ГЦ3-1, 2 шт.	ПУ-4, 4 шт.	ОЦ-3
400	280	500	ГЦ4-2	ПУ-3, 2 шт.	ОЦ-3
400	280	1000	ГЦ4-1	ПУ-3, 2 шт.	ОЦ-3
400	280	1500	ГЦ4-1 и ГЦ4-2	ПУ-3, 4 шт.	ОЦ-3
400	280	2000	ГЦ4-1, 2 шт.	ПУ-3, 4 шт.	ОЦ-3
500	280	500	ГЦ4-2	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-3
500	280	1000	ГЦ4-1	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-3
500	280	1500	ГЦ4-1 и ГЦ4-2	ПУ-4, 4 шт.	ОЦ-3
500	280	2000	ГЦ4-1, 2 шт.	ПУ-4, 4 шт.	ОЦ-3
710	280	1000	ГЦ4-1	ПУ-6, 2 шт.	ОЦ-3
710	280	1500	ГЦ4-1 и ГЦ4-2	ПУ-6, 4 шт.	ОЦ-3
710	280	2000	ГЦ4-1, 2 шт.	ПУ-6, 4 шт.	ОЦ-3
500	355	500	ГЦ5-2	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-5
500	355	1000	ГЦ5-1	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-5
500	355	1500	ГЦ5-1 и ГЦ5-2	ПУ-4, 4 шт.	ОЦ-5
500	355	2000	ГЦ5-1,2 шт.	ПУ-4, 4 шт.	ОЦ-5
630	355	500	ГЦ5-2	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-5
630	355	1000	ГЦ5-1	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-5
630	355	1500	ГЦ5-1 и ГЦ5-2	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-5
630	355	2000	ГЦ5-1, 2 шт.	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-5
710	355	500	ГЦ5-2	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-5
710	355	1000	ГЦ5-1	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-5
710	355	1500	ГЦ5-1 и ГЦ5-2	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-5
710	355	2000	ГЦ5-1, 2 шт.	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-5
710	500	500	ГЦ6-2	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-6
710	500	1000	ГЦ6-1	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-6
710	500	1500	ГЦ6-1 и ГЦб-2	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-6
710	500	2000	ГЦ6-1, 2 шт.	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-6
710	560	500	ГЦ7-2	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-7
710	560	1000	ГЦ7-1	ПУ-5, 2 шт.	ОЦ-7
710	560	1500	ГЦ7-1 и ГЦ7-2	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-7
710	560	2000	ГЦ7-1, 2 шт.	ПУ-5, 4 шт.	ОЦ-7



Справочник ПО Гидравлике

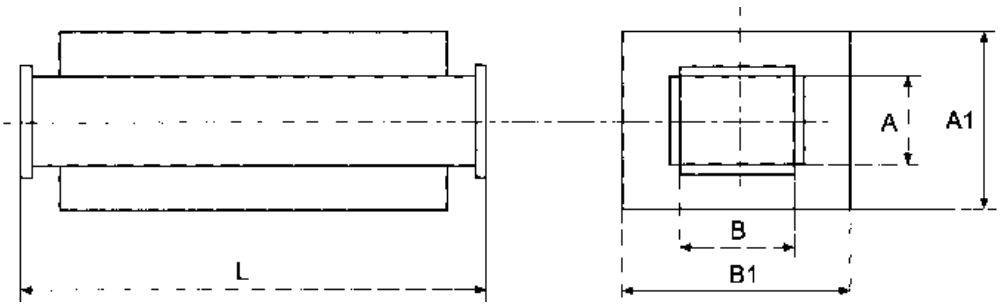
ГЛУШИТЕЛИ КОМБИНИРОВАННЫЕ

Диаметр цилиндрич. глушителя D_1	Диаметр трубчатого глушителя D	Состав комплекта			
		Глушитель цилиндрич.	Глушитель трубчатый	Планка установочная	Обтекатель
140	250	ГЦ1-1	ГТК1-3	ПУ-1, 2 шт.	ОЦ-1
180	250	ГЦ2-1	ГТК1-3	ПУ-1, 2 шт.	ОЦ-2
180	315	ГЦ2-1	ГТК1-4	ПУ-2, 2 шт.	ОЦ-2
225	315	ГЦ3-1	ГТК1-4	ПУ-2, 2 шт.	ОЦ-3
225	400	ГЦ3-1	ГТК1-5	ПУ-3, 2 шт.	ОЦ-3
280	500	ГЦ4-1	ГТК1-6	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-4
355	500	ГЦ5-1	ГТК1-6	ПУ-4, 2 шт.	ОЦ-5



ГЛУШИТЕЛИ ТРУБЧАТЫЕ ПРЯМОУГОЛЬНЫЕ ГТП

Шифр	Обозначение	*B*, мм	*B*1, мм	*A*, мм	*A*1, мм	*L*, мм	Масса, кг
ГТП1-1	А7Е188.000	200	400	100	300	980	18,8
ГТП 1-2	–01	300	500	200	400	980	26,2
ГТП 1-3	–02	400	600	200	400	980	29,6
ГТП 1-4	–03	400	600	300	500	980	33,7
ГТП 1-5	–04	400	600	400	600	980	37,3
ГТП2-1	–05	200	400	100	300	480	11,2
ГТП2-2	–06	300	500	200	400	480	15,6
ГТП2-3	–07	400	500	200	400	480	18,1
ГТП2-4	–08	400	500	300	500	480	20,4
ГТП2-5	–09	400	500	400	600	480	22,2



Трубчатые глушители шума прямоугольного сечения применяют при поперечном сечении воздуховодов до 500 х 500.

ГЛУШИТЕЛИ ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГП

Шифр	Обозначение	Размеры, мм		
		B	*H*	*L*
ГП1-1	А7Е178.000	800	500	1000
ГП1-2	–01	1200	500	1000
ГП1-3	–02	1600	500	1000
ГП2-1	–03	800	1000	1000
ГП2-2	–04	1200	1000	1000
ГП2-3	–05	1600	1000	1000
ГП2-4	–06	2000	1000	1000
ГП3-1	А7Е 179.000	800	1500	1000
ГП3-2	–01	1200	1500	1000
ГП3-3	–02	1600	1500	1000
ГП4-1	А7Е180.000	800	2000	1000
ГП4-2	–01	1200	2000	1000
ГП4-3	–02	1600	2000	1000
ГП5-1	А7Е181.000	800	500	1500
ГП5-2	–01	1200	500	1500
ГП5-3	–02	1600	500	1500
ГП6-1	А7Е182.000	800	1000	1500
ГП6-2	–01	1200	1000	1500
ГП6-3	–02	1600	1000	1500
ГП6-4	–03	2000	1500	1500
ГП7-1	А7Е 183.000	800	1500	1500
ГП7-2	–01	1200	1500	1500
ГП7-3	–02	1600	1500	1500
ГП8-1	А7Е 184.000	800	2000	1500
ГП8-2	–01	1200	2000	1500
ГП8-3	–02	1600	2000	1500

Длину пластинчатого глушителя не следует принимать более 3000 мм, чтобы избежать косвенного распространения звука. При большей длине глушители разделяют на две части, соединяя их между собой воздуховодом длиной 800–1000 мм с гибкими вставками длиной 250–300 мм.

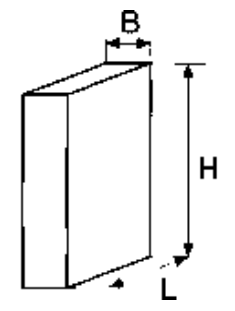
ПЛАСТИНЫ П

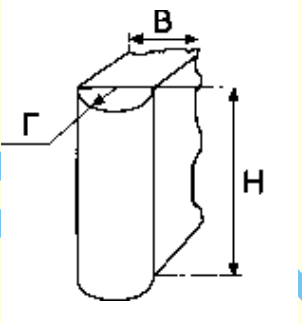
Шифр	Обозначение	Размеры, мм		
		B	*H*	*L*
П 1-1	А7Е 177.000	100	500	750
П 1-2	–01	100	500	1000
П 1-3	–02	100	1000	1000
П 2-1	–03	200	500	750
П 2-2	–04	200	500	1000
П 2-3	–05	200	1000	1000
П 3-1	–06	400	500	750
П 3-2	–07	400	500	1000
П 3-3	–08	400	1000	1000

Справочник по гидравлике

ОБТЕКАТЕЛИ ОП

Шифр	Обозначение	Размеры, мм		
		B	*H*	Г
ОП 1-1	А7Е185.000	100	500	50
ОП 1-2	–01	100	750	50
ОП 1-3	–02	100	1000	50
ОП 2-1	–03	200	500	100
ОП 2-2	–04	200	750	100
ОП 2-3	–05	200	1000	100
ОП 3-1	–06	400	500	200
ОП 3-2	–07	400	750	200
ОП 3-3	–08	400	1000	200





ЗОНТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Зонты устанавливают на вентиляционных шахтах с естественным и механическим побуждением с целью защиты шахт от попадания в них атмосферных осадков.

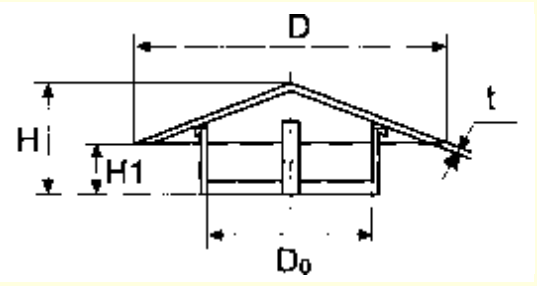
Выбор типа зонта производится в соответствии с наружным размером горловины шахты, принятым в проекте.

Все присоединительные размеры соответствуют нормализованному ряду воздуховодов, принятому на фирме «ЛИССАНТ», и присоединительным размерам узлов прохода вентиляционных вытяжных шахт через покрытия зданий по серии типовых конструкций 5,904 – 45.

Все способы соединений с воздуховодами также нормализованы в соответствии с технологией фирмы «ЛИССАНТ».

ЗОНТЫ КРУГЛЫЕ ЗК

Обозначение	Размеры, мм				
	t	D_0	*D*	*H*	H_1
ЗК.00.000	0,7	200	350	240	
–01	1,0	250	450	257	150
–02	1,0	315	550	275	
–03	1,0	400	700	400	250
–04	1,0	450	800	415	
–05	1,0	500	900	480	
–06	1,0	630	1130	523	300
–07	1,0	710	1300	550	
–08	1,0	800	1450	820	538
–09	1,0	1000	1800	970	
–10	1,0	1250	2250	1055	638



Зонты круглые. Серия 5.904–51.

Зонты круглые, как правило, устанавливаются на выхлопных шахтах от вытяжных вентиляторов.

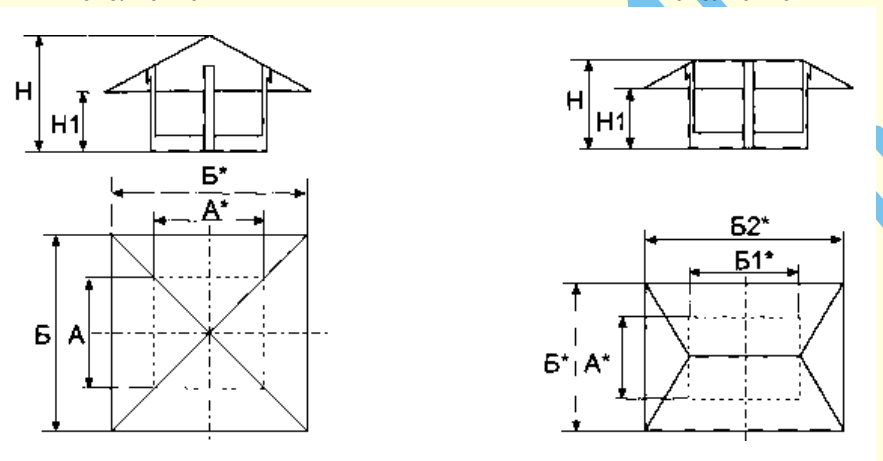
D_0 – диаметр вентиляционной шахты.

Справочник по гидравлике

ЗОНТЫ ПРЯМОУГОЛЬНЫЕ ЗП

Обозначение	Исп.	Размеры, мм						
		А*	Б*	Б1*	Б2*	*H**	*H*1*	*t*
ЗП.00.000	1	250	450			240	150	1,0
–01	1	400	720			376	250	1,0
–02	1	500	900			400	250	1,0
–03	1	800	1440			763	538	1,0
–04	1	1000	1800			811	538	1,0
–05	2	250	450	400	720	400	250	1,0
–06	2	500	900	800	1440	930	638	1,0
–07	2	800	1440	1000	1800	995	638	1,0

Исполнение 1 Исполнение 2



Зонты прямоугольные и квадратные устанавливают, как правило, на вытяжных утепленных шахтах. А*, Б1* – наружные размеры шахты.

ДЕФЛЕКТОРЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Дефлекторы устанавливают на вытяжных шахтах в системах естественной вентиляции для усиления тяги под действием ветра.

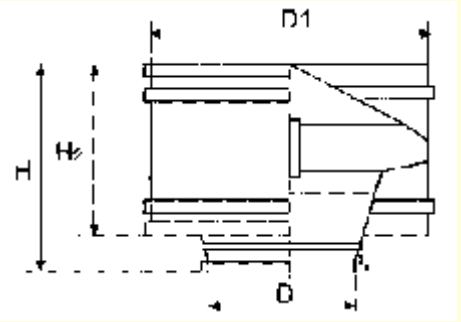
Дефлекторы имеют номера от 3 до 10, которые соответствуют наружному диаметру шахты. Номер дефлектора принимается в соответствии с расчетным количеством удаляемого воздуха.

Присоединительные размеры дефлекторов соответствуют нормализованному ряду воздуховодов, принятому на фирме «ЛИССАНТ», и присоединительным размерам узлов прохода вентиляционных вытяжных шахт через покрытия зданий по серии типовых конструкций 5,904 – 45.

Все способы соединений с воздуховодами также нормализованы в соответствии с технологией фирмы «ЛИССАНТ».

ДЕФЛЕКТОРЫ СЕРИИ 5.9О4-51

Номер дефлектора	Обозначение	Размеры, мм			
		D	D_1	*H*	H_2
3	Д315.00.000	315	510	450	300
4	–01	400	730	640	430
5	–02	500	950	840	550
6	–03	630	1190	980	680
7	Д710.00.000	710	1320	1027	780
8	–01	800	1530	1285	920
9	–02	900	1750	1542	1060
10	–03	1000	2000	1764	1220



Справочник гидравлике

УЗЛЫ ПРОХОДА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ШАХТ ЧЕРЕЗ ПОКРЫТИЯ ЗДАНИЙ

Узлы прохода устанавливаются в системах принудительной и естественной вентиляции помещений общего назначения.

Узлы прохода устанавливаются на железобетонные стаканы.

Предусмотрены узлы прохода в пяти исполнениях:

– УП 1 – УП 1-10 без клапана и кольца для сбора конденсата;

– УП 2 – УП 2-10 с клапаном с ручным управлением без кольца для сбора конденсата;

– УП 2-11 – УП 2-21 с клапаном с ручным управлением и с кольцом для сбора конденсата;

– УП 3 – УП 3-10 с клапаном с конструкцией крепления под механическое управление без кольца для сбора конденсата;

– УП 3-11 – УП 3-21 с клапаном с конструкцией крепления под механическое управление и кольцом для сбора конденсата.

То или иное исполнение выбирается проектировщиком в зависимости от конкретных условий (температура, влажность и др.).

Узлы прохода поставляются в разобранном виде партиями.

В комплект поставки узла прохода входят:

– патрубок,

– клапан без исполнительного механизма,

– сопроводительные документы.

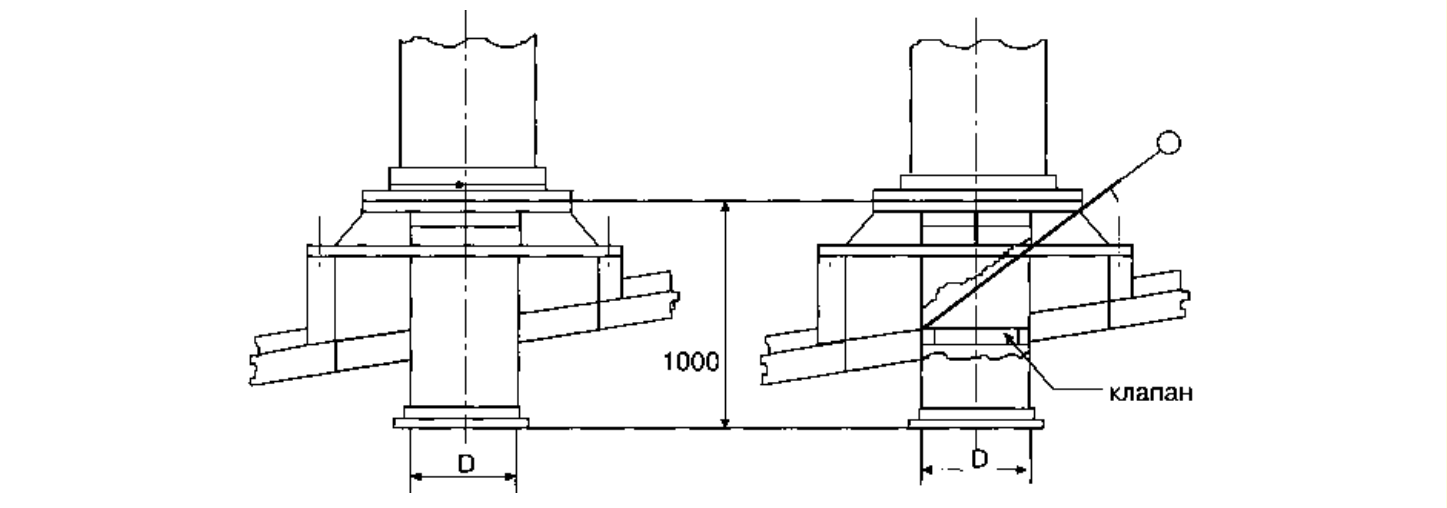
Справочник по гидравлике

УЗЛЫ ПРОХОДА УП1 И УП2

Узел прохода без клапана		Узел прохода с клапаном с ручным управлением			
Обозначение	*D*, мм	Обозначение	Д, мм	Обозначение	Д, мм
		Без кольца для сбора конденсата		С кольцом для сбора конденсата	
УП1	200	УП2	200	УП2-11	200
–01	250	–01	250	–12	250
–02	315	–02	315	–13	315
–03	400	–03	400	–14	400
–04	450	–04	450	–15	450
–05	500	–05	500	–16	500
–06	630	–06	630	–17	630
–07	710	–07	710	–18	710
–08	800	–08	800	–19	800
–09	1000	–09	1000	–20	1000
–10	1250	–10	1250	–21	1250

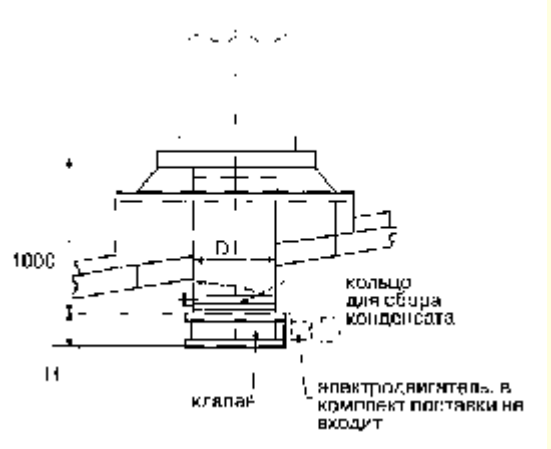
Узел прохода без клапана. УП1

Узел прохода с клапаном, с ручным управлением. УП2.



УЗЕЛ ПРОХОДА С КЛАПАНОМ С КОНСТРУКЦИЕЙ КРЕПЛЕНИЯ ПОД МЕХАНИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ УПЗ

Обозначение	*D*, мм	Обозначение	*D*, мм
Без кольца для сбора конденсата		С кольцом для сбора конденсата	
УПЗ	200	УПЗ-11	200
–01	250	–12	250
–02	315	–13	315
–03	400	–14	400
–04	450	–15	450
–05	500	–16	500
–06	630	–17	630
–07	710	–18	710
–08	800	–19	800
–09	1000	–20	1000
–10	1250	–21	1250



ЗАСЛОНКИ ВОЗДУШНЫЕ УНИФИЦИРОВАННЫЕ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Заслонки воздушные предназначены для регулирования количества воздуха и невзрывоопасных воздушных смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха с температурой до 80 °С, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов с содержанием пыли и других твердых примесей в количестве не более 100 мг/м^3. Применяются заслонки в системах вентиляции, кондиционирования воздуха, воздушного отопления и других санитарно-технических системах с рабочим давлением до 1500 Па (150 кгс/м^2).

Воздушные заслонки во взрывозащищенном исполнении предназначены для вентиляционных систем взрывоопасных производств и устанавливаются во взрывоопасных зонах помещений, относящихся к классу В-1,В-1А и В-1Б. Конструкция этого типа изделия отличается от остальных тем, что в ней исключена возможность возникновения искр между соприкасающимися частями в процессе эксплуатации.

Присоединительные размеры воздушных заслонок соответствуют нормализованному ряду воздуховодов, принятому на фирме «ЛИССАНТ».

Заслонки изготавливаются в двух исполнениях: для воздуховодов круглого и прямоугольного сечения.

Все способы соединений с воздуховодами также нормализованы в соответствии с технологией фирмы «ЛИССАНТ».

Первая буква в обозначении заслонок «Р» – обозначает назначение заслонки, т.е. регулирующая. Число обозначает нормализованные размеры сечения заслонки по высоте и ширине, соответствующие наружному размеру воздуховода, Последняя буква шифра обозначает вид привода:

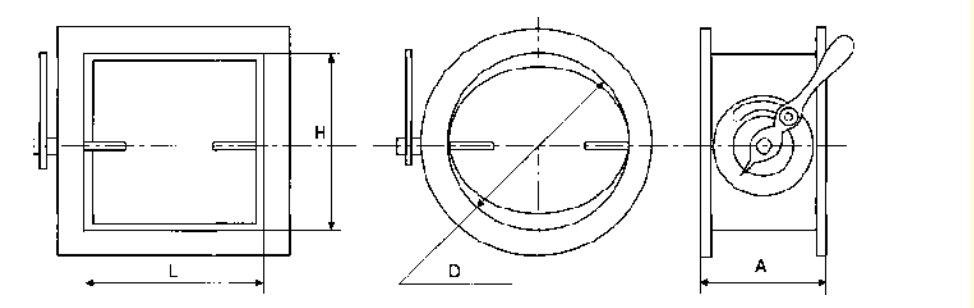
– Р – ручное управление
– Э – электрический
– П– пневматический

По технологии фирмы «ЛИССАНТ» воздушные заслонки типа «Э» и «П» изготавливаются только с площадкой под установку привода.

ЗАСЛОНКА ВОЗДУШНАЯ УНИФИЦИРОВАННАЯ С РУЧНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Прямоугольные. Серия 5.904–49				Круглые. Серия 5.904–13.		
Обозначение	Шифр	Размер, мм		Обозначение	Шифр	Размер, мм
		H	*L*			*D*
A = 120				A = 350		
АЗД192.000	Р250×250Р	250	250	АЗД133000	Р200Р	200
–01	Р250×400Р	250	400	–01	Р250Р	250
–02	Р400×400Р	400	400	–02	Р315Р	315
–03	Р400×500Р	400	500	–03	Р400Р	400
–04	Р400×600Р	400	600	–04	Р500Р	500
–05	Р600×600Р	600	600	АЗД 136000	Р630Р	630
–06	Р800×800Р	800	800	–01	Р800Р	800
–07	Р1000×1000Р	1000	1000	–02	Р1000Р	1000

Справочник гидравлика

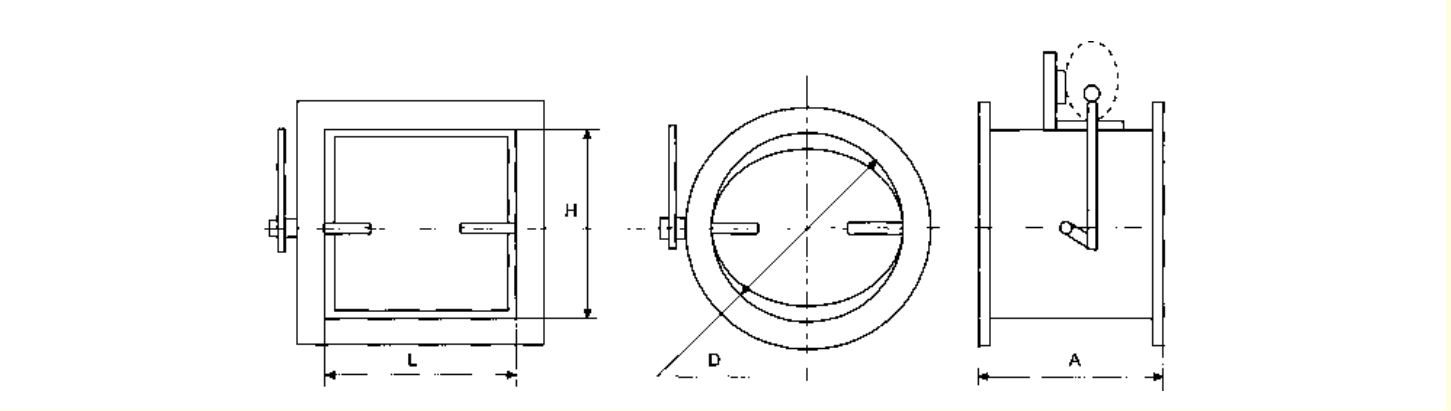


Также изготавливается заслонка воздушная только прямоугольного сечения с ручным управлением во взрывозащищенном исполнении (типоразмеры – см. выше).

Обозначение: АЗД 193,000-01 Р250 х х 400Р ___ шт. (взрывозащищенное исполнение).

ЗАСЛОНКА ВОЗДУШНАЯ УНИФИЦИРОВАННАЯ С ПЛОЩАДКОЙ ПОД ЭЛЕКТРОПРИВОД

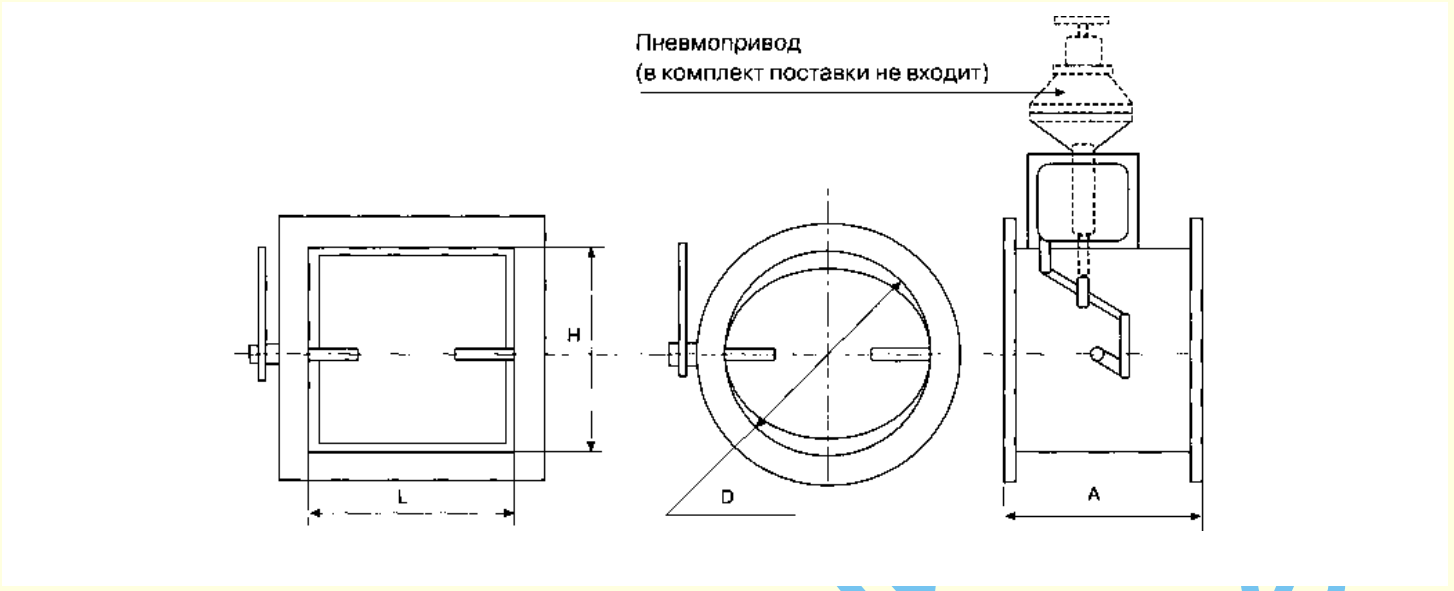
Прямоугольные. Серия 5.904–49.				Круглые. Серия 5.904–13.		
Обозначение	Шифр	Размер, мм		Обозначение	Шифр	Размер, мм
		H	*L*			*D*
А=120				А = 350		
АЗД 190.000	Р250×250Э	250	250	АЗД122000	Р200Э	200
–01	Р250×400Э	250	400	–01	Р250Э	250
–02	Р400×400Э	400	400	–02	Р315Э	315
–03	Р400×500Э	400	500	–03	Р400Э	400
–04	Р400×600Э	400	600	–04	Р500Э	500
–05	Р600×600Э	600	600	АЗД 134000	Р630Э	630
–06	Р800×800Э	800	800	–01	Р800Э	800
–07	Р1000×1000Э	1000	1000	–02	Р1000Э	1000



ЗАСЛОНКА ВОЗДУШНАЯ УНИФИЦИРОВАННАЯ С ПЛОЩАДКОЙ ПОД ПНЕВМОПРИВОД

Прямоугольные. Серия 5.904–49.				Круглые. Серия 5.904–13.		
Обозначение	Шифр	Размер, мм		Обозначение	Шифр	Размер, мм
		H	*L*			*D*
А=120				А = 350		
АЗД 191.000	Р250×250П	250	250	АЗД 123 000	Р200П	200
–01	Р250×400П	250	400	–01	Р250П	250
–02	Р400×400П	400	400	–02	Р315П	315
–03	Р400×500П	400	500	–03	Р400П	400
–04	Р400×600П	400	600	–04	Р500П	500
–05	Р600×600П	600	600	АЗД 135000	Р630П	630
–06	Р800×800П	800	800	–01	Р800П	800
–07	Р1000×1000П	1000	1000	–02	Р1000П	1000

Справочник по СВ.ru



КЛАПАНЫ ОБРАТНЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ СЕРИЯ 5,904 41

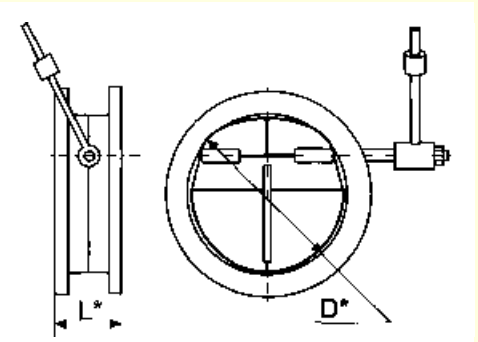
Клапаны обратные общего назначения предназначены для предотвращения перетекания воздуха через ответвления к отключенным вентиляторам (от отключенных вентиляторов) при присоединении последних к коллекторам.

Клапаны обратные по условиям эксплуатации предназначены для климатического исполнения «У», а в части места размещения соответствуют категории 3 по ГОСТ 15 150–69. Клапаны изготавливаются в двух исполнениях для воздуховодов круглого и прямоугольного сечения. При установке клапанов в вертикальном воздуховоде поток воздуха должен быть направлен снизу вверх.

Возможно изготовление по серии 1 494–28.

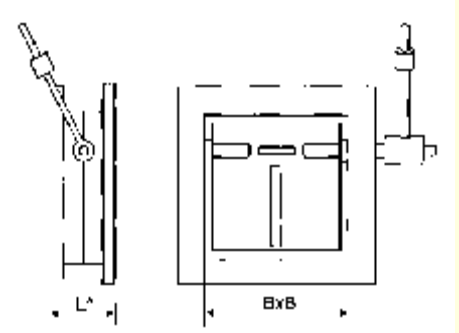
КЛАПАНЫ ОБРАТНЫЕ КРУГЛЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ КО

Обозначение	Размер, мм	
	B×B	*L**
КОп	250	50
–01	315	50
–02	400	50
–03	500	50
–04	630	50
–05	800	50
–06	1000	64
–07	1250	72



КЛАПАНЫ ОБРАТНЫЕ ПРЯМОУГОЛЬНЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ КОП

Обозначение	Размер, мм	
	B×B	*L**
КОп	250	50
–01	315	50
–02	400	50
–03	500	50
–04	630	50
–05	800	50
–06	1000	64
–07	1250	72



Справочник гидравлика

КЛАПАНЫ ОБРАТНЫЕ ВЗРЫВОЗАЩИЩЕННЫЕ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ ВЗРЫВООПАСНЫХ ПРОИЗВОДСТВ СЕРИИ 5,904-58

Клапаны обратные взрывозащищенные для вентиляционных систем взрывоопасных производств предназначены для предотвращения перетекания воздуха через ответвления к отключенным вентиляторам (от отключенных вентиляторов) при присоединении последних к коллекторам.

Клапаны обратные данного исполнения по условиям эксплуатации предназначены для климатического исполнения «У».

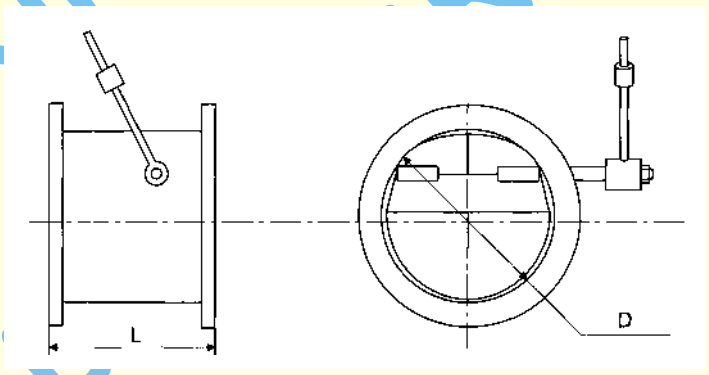
Клапаны обратные во взрывозащищенном исполнении предназначены для вентиляционных систем взрывоопасных производств и устанавливаются во взрывоопасных зонах помещений, относящихся к классу В-1, В-1А и В-1Б. Конструкция этого типа изделия отличается от остальных тем, что в ней исключена возможность возникновения искр между соприкасающимися частями в процессе эксплуатации.

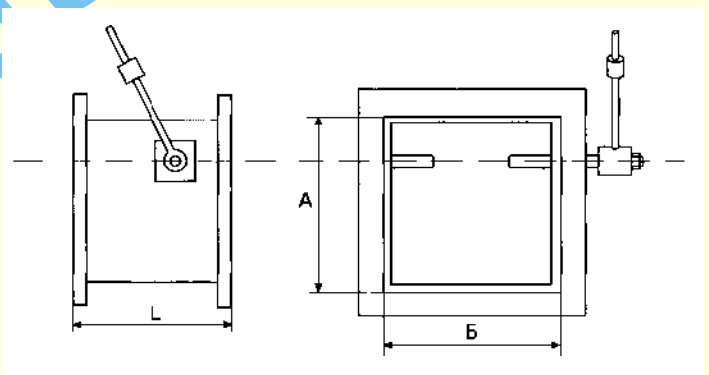
Клапаны изготавливаются в двух исполнениях: для воздуховодов круглого и прямоугольного сечения.

При установке клапанов в вертикальном воздуховоде поток воздуха должен быть направлен снизу вверх.

КЛАПАНЫ ОБРАТНЫЕ ВЗРЫВОЗАЩИЩЕННЫЕ КРУГЛЫЕ ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ ВЗРЫВООПАСНЫХ ПРОИЗВОДСТВ СЕРИИ 5,904-58

Обозначение	Размеры, мм	
	D	*L*
АЗЕ 100. 000	100	90
–01	125	115
–02	160	150
–03	200	190
АЗЕ 101. 000	250	235
–01	315	300
–02	355	340
–03	400	385
–04	450	435
–05	500	485
–06	560	545
–07	630	615
–08	710	695
–09	800	785
–10	900	885
–11	1000	985





КЛАПАН ОБРАТНЫЙ КО

Тип	*ØD*
КО 01.10	100
КО 01.12	125
КО 01.16	160
КО 01.20	200
КО 01.25	250
КО 01.31	315

Клапан обратный предназначен для предотвращения перетекания воздуха при отключенных вентиляторах.

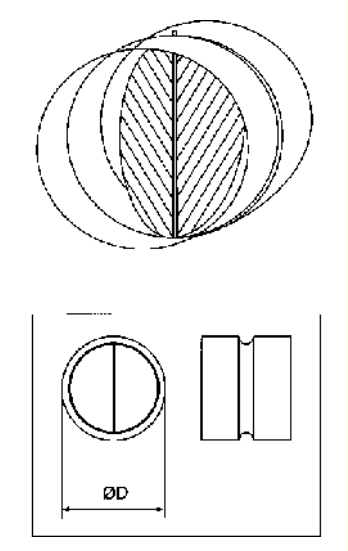
Клапан обратный представляет собой клапан типа «бабочка».

Корпус клапана изготовлен из оцинкованной стали, а лепестки – из алюминия.

Клапан может быть установлен в любом положении.

При установке клапан встраивается в воздуховод и снаружи практически незаметен.

Справочник по гидравлике



Клапан обратный КО



ВСТАВКА ГИБКАЯ ВГ

Присоединительные и габаритные размеры в зависимости от типа вентилятора

Тип вентилятора	№ вент.	Вход вентилятора				Выход вентилятора			
		D	D_1	*d*	η	A×B	A1 ×B1	*d*	η
	2,5	250	280			175×175	200×200		8
ВЦ 4-70	3,15	315	345		8	224×224	255×255		12
ВЦ 4-75	4	400	430	7		280×280	310×310	7	12
ВР 80-75	5	500	530			350×350	380×380		16
ВР 86-77	6,3	630	660		16	441×441	470×470		20
	8	800	830	10		560×560	600×600	10	16
ВЦ 4-70	10	1000	1035			700×700	750×750		20
	12,5	1250	1285	12	24	875×875	925×925	12	28
	2	200				140×140	170×170		8
ВР 300-45	2,5	253	280			175×175	200×200		8
ВЦ 14-46	3,15	323	345		8	224×224	255×255	7	12
	4	403	430	7		280×280	310×310		12
	5	510	530			354×354	384×384	9	16
ВЦ 14-46	6,3	640	660		16	444×444	470×470	7	20
	8	820	850	10		566×566	600×600	11	16

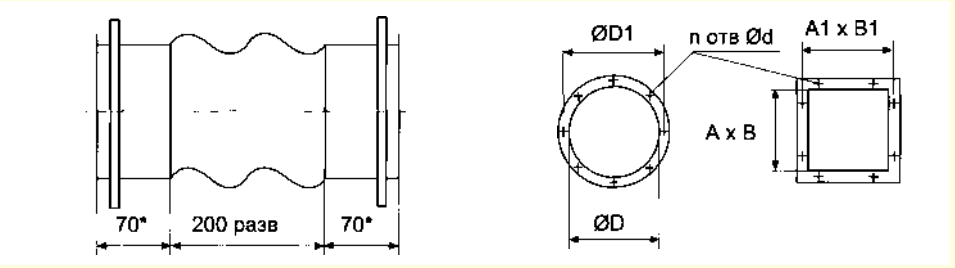
Гибкие вставки предназначены для предотвращения передачи вибрации от вентилятора к воздуховоду и применяются в вентиляционных системах, перемещающих воздух в интервалах температур от –50 °С до + 80 °С и влажности до 60%.

Материал, из которого изготавливаются вставки, – комбинированный: «сталь оцинкованная – ткань капроновая пластифицированная – сталь оцинкованная».

Типы соединений

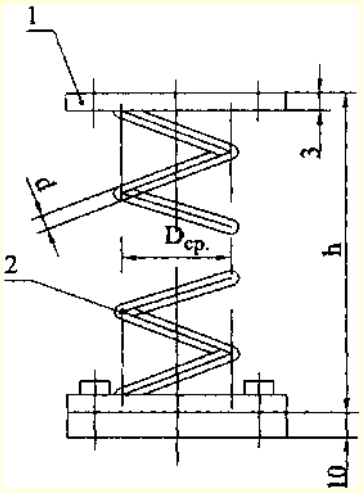
Обозначение	Вход вентилятора	Выход вентилятора
A	ниппель – фланец	
B	фланец – фланец	фланец – фланец
C		Z-рейка – Z-рейка
D		Z-рейка – фланец

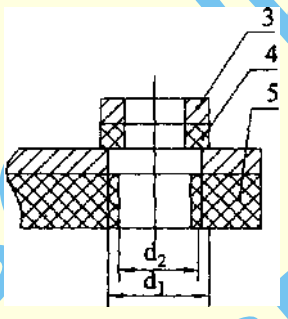
Справочник гидравлика

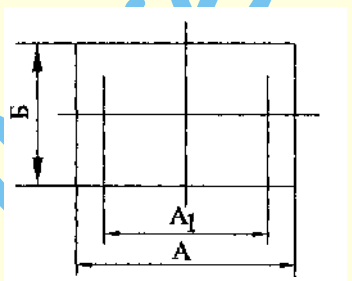


Пример для оформления заказа (для в–ра ВР 300-45)
«Вставка гибкая» ВГ 315-А.__ шт.
«Вставка гибкая» ВГ 224х224-D.__ шт.

ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ







1 – планка; 2 –пружина; 3 – шайба стальная;
4 – шайба резиновая; 5 – прокладка резиновая

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Обозначение	Нагрузка P, Н		Вертикальная жесткость, Н/см	Высота в свобод. состоянии	Осадка пружины под нагрузкой, мм		Число рабоч. витков	Размеры, мм							Масса, кг
	Рабочая ($P_{раб}$)	Предельная ($P_{пр}$)			$P_{раб}$	$P_{пр}$		A	$A1$	$Б$	$D_{ср}$	Q	$d1$	$d2$	
ДО 38	122	152	45	*72*	*27*	33,7	6,5	100	70	*60*	30	*3*	12	8,5	0,3
ДО 39	219	273	61	92,5	36	45		110	80	70	40	*А*	12	8,5	0,4
ДО 40	339	424	81	113	41,7	52		130	100	90	50	*5*	12	8,9	1
ДО 41	540	674	124	129	43,4	54		130	100	90	54	*6*	14	10,5	1
ДО 42	942	1177	165	170	57,2	72		150	120	110	72	*8*	14	10,5	1,8
ДО 43	1648	2060	294,3	192	56	70		160	130	120	80	10	14	10,5	2,4
ДО 44	2384	2979	357	226	66,5	83		180	150	140	96	12	14	10,5	3,65
ДО 45	3728	4660	441,5	281	84,5	106		220	180	170	120	15	16	12,5	6,45

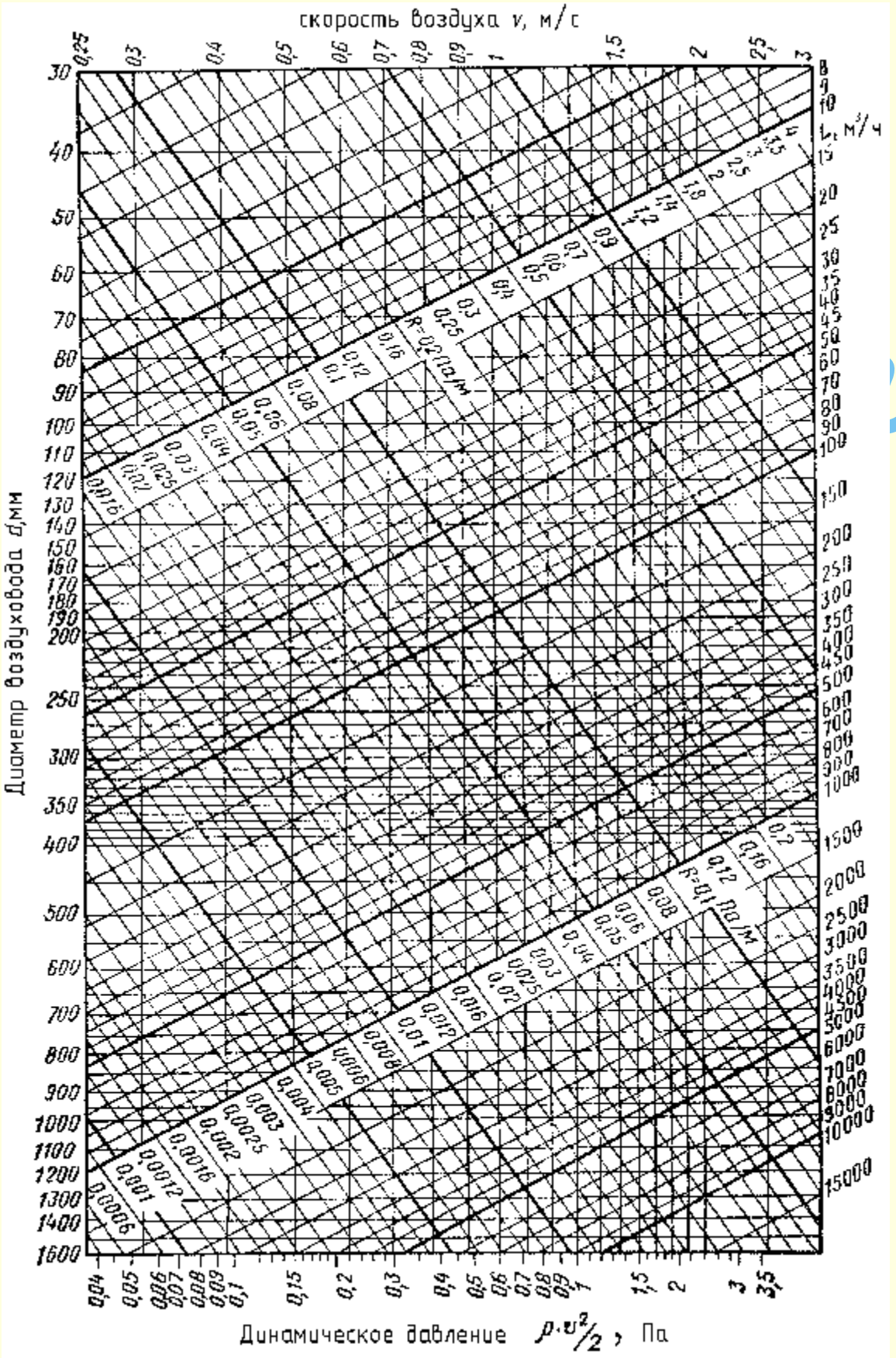
Примечание: 1. Деформация (осадка пружины) под нагрузкой, отличающейся от указанной в таблице, изменяется пропорционально нагрузке.

2. Для виброизоляторов всех типов общее число витков пружины равно 6,5.

3. Для виброизоляторов до 38, до 39 S = 2 мм, для остальных виброизоляторов S = 3 мм, S_1 равно соответственно 5 и 10 мм. В резиновых прокладках во всех случаях $d_1 = d_2 + 3{,}5$ мм.

Справочник по гидравлике,

4.7. НОМОГРАММЫ И ТАБЛИЦЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОЗДУХОВОДОВ



Номограмма для расчета круглых стальных воздуховодов

К расчету круглых стальных воздуховодов при t = 20 °С

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
0,0006	0,1	2,8 0,0004	3,4 0,0003	4,42 0,0003	5,64 0,0003	7,2 0,0002	9,2 0,0002	11,3 0,0002	14,3 0,0001	18 0,0001	22 0,0001	28 0,0001	36 0,0001
0,0024	0,2	5,6 0,001	6,8 0,001	8,8 0,001	11,1 0,0008	14,5 0,0007	18,3 0,0006	22,6 0,0005	28,6 0,0005	35 0,0004	44 0,0004	56 0,0003	71 0,0003
0,0055	0,3	8,4 0,003	10,2 0,002	13,3 0,002	16,6 0,002	21,7 0,001	27,5 0,001	33,9 0,001	42,9 0,001	53 0,0008	66 0,0007	84 0,0006	107 0,0005
0,0098	0,4	11,3 0,004	13,7 0,004	17,7 0,003	22,1 0,003	28,9 0,002	36,6 0,002	45,2 0,002	57,2 0,002	71 0,001	89 0,001	112 0,001	142 0,0009
0,0153	0,5	14,1 0,006	17,1 0,006	22,1 0,005	27,7 0,004	36,2 0,004	45,8 0,003	56,5 0,003	71,5 0,002	88 0,002	111 0,002	140 0,002	178 0,001
0,022	0,6	16,9 0,009	20,5 0,008	26,5 0,007	33,2 0,005	43,4 0,005	54,9 0,004	67,8 0,004	85,8 0,003	106 0,003	133 0,002	168 0,002	214 0,002
0,03	0,7	19,8 0,012	23,9 0,01	30,9 0,009	38,8 0,003	50,6 0,006	64,1 0,006	79,1 0,005	100 0,004	124 0,004	155 0,003	196 0,003	249 0,002
0,0391	0,8	22,6 0,015	27,3 0,013	36,3 0,011	44,3 0,01	57,9 0,008	73,2 0,007	90,4 0,006	114 0,005	141 0,005	177 0,004	224 0,004	285 0,003
0,0495	0,9	25,4 0,018	30,8 0,016	39,7 0,014	49,8 0,012	65,1 0,01	82,4 0,009	102 0,008	129 0,007	159 0,006	199 0,005	252 0,004	321 0,004
0,0612	1	28,3 0,022	34,2 0,019	44,2 0,017	56,4 0,014	72,3 0,012	91,6 0,011	113 0,009	143 0,008	177 0,007	222 0,006	280 0,005	356 0,004
0,074	1,1	31,1 0,026	37,6 0,023	48,6 0,02	60,9 0,017	79,6 0,014	101 0,012	124 0,011	157 0,009	194 0,008	244 0,007	308 0,006	392 0,005
0,0881	1,2	33,9 0,03	41 0,027	53 0,023	66,5 0,02	86,8 0,017	110 0,015	136 0,013	172 0,011	212 0,01	266 0,008	376 0,007	427 0,006
0,103	1,3	36,7 0,035	44,4 0,031	57,4 0,026	72 0,023	94 0,019	119 0,017	147 0,015	186 0,013	230 0,011	288 0,01	365 0,008	453 0,007
0,12	1,4	39,6 0,04	47,9 0,035	61,8 0,03	77,5 0,026	101 0,022	128 0,019	158 0,017	200 0,014	247 0,013	310 0,011	393 0,009	499 0,008
0,138	1,5	42,4 0,045	51,3 0,04	66,2 0,034	83,1 0,03	109 0,025	137 0,022	170 0,019	215 0,016	265 0,014	332 0,012	421 0,011	534 0,009
0,157	1,6	45,2 0,051	54,7 0,045	70,6 0,038	88,6 0,033	116 0,028	147 0,024	181 0,021	229 0,018	283 0,016	354 0,014	449 0,012	570 0,01
0,177	1,7	48 0,056	58,1 0,05	75,1 0,043	94,2 0,037	123 0,031	156 0,027	192 0,024	243 0,02	300 0,018	377 0,016	477 0,013	605 0,012
0,198	1,8	50,9 0,062	61,5 0,055	79,5 0,047	99,7 0,041	130 0,035	165 0,030	204 0,026	268 0,023	318 0,02	399 0,017	505 0,015	641 0,013
0,221	1,9	53,7 0,069	65 0,061	83,9 0,052	105 0,045	137 0,038	174 0,033	215 0,029	272 0,025	336 0,022	421 0,019	533 0,016	677 0,014
0,245	2	56,5 0,075	68,4 0,067	88,3 0,057	111 0,049	145 0,042	183 0,036	226 0,032	286 0,027	353 0,024	443 0,021	561 0,018	712 0,015
0,27	2,1	59,3 0,082	71,8 0,073	92,7 0,062	116 0,054	162 0,046	192 0,039	237 0,034	300 0,03	371 0,026	465 0,023	589 0,02	748 0,017
0,296	2,2	62,2 0,089	76,2 0,079	97,1 0,068	122 0,059	169 0,05	201 0,043	249 0,037	315 0,032	389 0,028	487 0,025	617 0,021	734 0,018
0,324	2,3	65 0,097	78,6 0,086	101 0,073	127 0,063	172 0,054	211 0,046	260 0,041	329 0,035	406 0,031	510 0,027	645 0,023	819 0,02
0,352	2,4	67,8 0,104	82,1 0,093	106 0,079	134 0,068	174 0,058	220 0,05	271 0,044	343 0,038	424 0,033	532 0,029	673 0,025	865 0,021
0,382	2,5	70,6 0,112	85,5 0,1	110,4 0,085	139 0,074	181 0,062	229 0,054	282 0,047	358 0,041	442 0,036	554 0,031	701 0,027	890 0,023
0,413	2,6	73,5 0,12	88,9 0,107	115 0,091	144 0,079	188 0,067	238 0,058	294 0,05	372 0,044	459 0,038	576 0,033	729 0,029	926 0,025
0,446	2,7	76,3 0,129	92,3 0,114	119 0,098	150 0,085	195 0,072	247 0,062	305 0,054	386 0,047	477 0,041	598 0,036	757 0,031	962 0,026
0,48	2,8	79,1 0,138	95,7 0,122	124 0,104	155 0,09	203 0,076	256 0,066	316 0,057	401 0,05	495 0,044	620 0,038	785 0,033	997 0,028
0,514	2,9	81,9 0,147	99,2 0,130	128 0,111	161 0,096	210 0,081	266 0,07	328 0,061	415 0,053	512 0,047	643 0,04	813 0,035	1033 0,03
0,550	3	84,8 0,156	103 0,138	133 0,118	166 0,102	217 0,087	275 0,075	339 0,065	429 0,057	530 0,05	665 0,043	841 0,037	1068 0,032

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
45 0,0001	57 0,0001	71 0,0001	89 –	112 –	142 –	181 –	229 –	283 –	364 –	442 –	554 –	723 –
90 0,0002	114 0,0002	141 0,0002	177 0,0001	224 0,0001	285 0,0001	362 0,0001	458 0,0001	565 0,0001	709 0,0001	883 0,0001	1108 –	1447 –
136 0,0005	172 0,0004	212 0,0004	267 0,0003	336 0,0003	427 0,0002	543 0,0002	687 0,0002	848 0,0001	1063 0,0001	1325 0,0001	1662 0,0001	2170 0,0001
181 0,0008	229 0,0007	283 0,0006	354 0,0005	449 0,0004	570 0,0004	723 0,0003	916 0,0003	1130 0,0002	1418 0,0002	1766 0,0002	2216 0,0002	2894 0,0001
226 0,001	286 0,001	353 0,0009	443 0,0008	561 0,0006	712 0,0006	904 0,0005	1145 0,0004	1413 0,0004	1772 0,0003	2208 0,0003	2769 0,0002	3617 0,0002
271 0,001	343 0,001	424 0,001	532 0,001	673 0,0009	855 0,0008	1085 0,0007	1373 0,0006	1696 0,0005	2127 0,0004	2649 0,0004	3323 0,0003	4341 0,0003
317 0,002	401 0,002	495 0,002	620 0,001	785 0,001	997 0,001	1266 0,0009	1602 0,0007	1978 0,0007	2481 0,0006	3091 0,0005	3877 0,0004	5064 0,0004
362 0,003	458 0,002	565 0,002	709 0,002	897 0,001	1140 0,001	1447 0,001	1831 0,0009	2261 0,0008	2836 0,0007	3533 0,0006	4431 0,0005	5788 0,0005
407 0,003	515 0,003	636 0,002	798 0,002	1009 0,002	1282 0,002	1628 0,001	2060 0,001	2543 0,001	3190 0,0009	3974 0,0008	4985 0,0007	6511 0,0006
452 0,004	572 0,003	707 0,003	886 0,003	1122 0,002	1425 0,002	1809 0,002	2289 0,001	2826 0,001	3545 0,001	4416 0,0009	5539 0,0008	7235 0,0007
497 0,005	629 0,004	777 0,003	975 0,003	1254 0,003	1567 0,002	1990 0,002	2518 0,002	3109 0,001	3899 0,001	4857 0,001	6093 0,001	7958 0,0008
543 0,005	687 0,005	848 0,004	1063 0,004	1346 0,003	1710 0,003	2170 0,002	2747 0,002	3391 0,002	4254 0,001	5299 0,001	6647 0,001	8631 0,0009
588 0,006	744 0,005	918 0,005	1152 0,004	1458 0,003	1852 0,003	2351 0,002	2976 0,002	3674 0,002	4608 0,002	5740 0,001	7201 0,001	9405 0,001
633 0,007	801 0,006	989 0,005	1241 0,005	1570 0,004	1994 0,003	2532 0,003	3205 0,003	3956 0,002	4963 0,002	6182 0,002	7755 0,001	10128 0,001
678 0,008	858 0,007	1060 0,006	1329 0,005	1682 0,005	2137 0,004	2713 0,003	3434 0,003	4239 0,003	5317 0,002	6623 0,002	8308 0,002	10852 0,001
723 0,009	916 0,008	1130 0,007	1418 0,006	1795 0,005	2279 0,004	2894 0,004	3662 0,003	4622 0,003	5672 0,002	7065 0,002	8862 0,002	11575 0,002
768 0,01	973 0,009	1201 0,008	1507 0,007	1907 0,006	2422 0,005	3074 0,004	3891 0,004	4804 0,003	6026 0,003	7507 0,002	9416 0,002	12299 0,002
814 0,011	1030 0,01	1272 0,008	1595 0,007	2019 0,006	2564 0,005	3256 0,005	4120 0,004	5087 0,004	6380 0,003	7948 0,003	9970 0,002	13022 0,002
859 0,012	1087 0,01	1342 0,009	1684 0,008	2131 0,007	2707 0,006	3436 0,005	4349 0,004	5369 0,004	6735 0,003	8390 0,003	10524 0,003	13746 0,002
904 0,013	1145 0,011	1413 0,01	1772 0,009	2243 0,008	2849 0,006	3617 0,006	4578 0,005	5652 0,004	7090 0,004	8831 0,003	11078 0,003	14469 0,002
950 0,015	1202 0,013	1484 0,011	1861 0,01	2355 0,008	2992 0,007	3798 0,006	4807 0,005	5935 0,005	7444 0,004	9273 0,003	11632 0,003	15193 0,003
995 0,016	1259 0,014	1554 0,012	1950 0,01	2468 0,009	3134 0,008	3979 0,007	5036 0,006	6217 0,005	7799 0,004	9714 0,004	12186 0,003	15916 0,003
1040 0,017	1316 0,015	1625 0,013	2038 0,011	2580 0,01	3277 0,008	4160 0,007	5265 0,006	6500 0,005	8153 0,005	10156 0,004	12739 0,004	16639 0,003
1085 0,018	1373 0,016	1696 0,014	2127 0,012	2692 0,01	3419 0,009	4341 0,008	5494 0,007	6782 0,006	8508 0,005	10598 0,004	13293 0,004	17363 0,003
1170 0,02	1431 0,017	1766 0,015	2216 0,013	2804 0,011	3561 0,01	4522 0,008	5723 0,007	7065 0,006	8862 0,005	11039 0,005	13847 0,004	18086 0,004
1176 0,021	1488 0,018	1837 0,016	2304 0,014	2916 0,012	3704 0,01	4702 0,009	5952 0,008	7348 0,007	9217 0,006	11481 0,005	14401 0,004	18810 0,004
1221 0,023	1545 0,02	1908 0,017	2393 0,015	3028 0,013	3846 0,011	4883 0,01	6180 0,008	7630 0,007	9571 0,006	11922 0,005	14955 0,005	19533 0,004
1266 0,024	1602 0,021	1978 0,018	2481 0,016	3141 0,014	3989 0,012	5064 0,01	6409 0,009	7913 0,008	9926 0,007	12364 0,006	15509 0,005	20257 0,004
1311 0,026	1660 0,022	2049 0,02	2570 0,017	3253 0,015	4131 0,013	5245 0,011	6638 0,009	8195 0,008	10280 0,007	12805 0,006	16063 0,005	20980 0,005
1356 0,028	1717 0,024	2120 0,021	2659 0,018	3365 0,016	4274 0,013	5426 0,012	6867 0,01	8478 0,009	10635 0,008	13247 0,007	16617 0,006	21704 0,005

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
0,588	3,1	87,6 0,165	106 0,147	137 0,125	172 0,109	224 0,092	284 0,08	350 0,069	444 0,06	548 0,053	687 0,046	869 0,039	1104 0,034
0,626	3,2	90,4 0,175	109 0,156	141 0,132	177 0,115	231 0,097	293 0,084	362 0,073	458 0,064	565 0,056	709 0,048	897 0,042	1140 0,036
0,666	3,3	93,3 0,185	113 0,164	146 0,14	183 0,122	239 0,103	302 0,089	373 0,078	472 0,067	583 0,059	731 0,051	925 0,044	1175 0,038
0,707	3,4	96,1 0,195	116 0,174	150 0,148	188 0,12	246 0,109	311 0,094	384 0,082	486 0,071	601 0,062	753 0,054	953 0,047	1211 0,04
0,749	3,5	98,9 0,206	120 0,183	154 0,156	194 0,135	253 0,114	321 0,099	396 0,086	501 0,075	618 0,066	775 0,057	981 0,049	1247 0,042
0,793	3,6	102 0,216	123 0,193	159 0,164	199 0,142	260 0,12	330 0,104	407 0,091	515 0,079	636 0,069	798 0,06	1009 0,052	1282 0,045
0,837	3,7	105 0,223	127 0,202	163 0,173	205 0,15	268 0,127	339 0,109	418 0,096	529 0,083	654 0,073	820 0,063	1038 0,054	1318 0,047
0,883	3,8	107 0,239	130 0,212	168 0,181	211 0,157	275 0,132	348 0,115	430 0,1	544 0,087	671 0,076	842 0,066	1066 0,057	1353 0,049
0,93	3,9	110 0,251	133 0,223	172 0,19	216 0,165	282 0,139	357 0,12	441 0,105	558 0,091	689 0,08	864 0,069	1094 0,06	1389 0,052
0,979	4	113 0,263	137 0,233	177 0,198	222 0,172	289 0,145	366 0,126	452 0,11	572 0,095	706 0,083	886 0,072	1122 0,062	1425 0,054
1,03	4,1	116 0,275	140 0,244	181 0,208	227 0,18	297 0,153	375 0,132	463 0,115	587 0,1	724 0,087	908 0,076	1150 0,065	1460 0,056
1,08	4,2	119 0,287	144 0,255	186 0,217	233 0,188	304 0,159	385 0,138	475 0,12	601 0,104	742 0,091	931 0,079	1178 0,068	1496 0,059
1,13	4,3	122 0,3	147 0,266	190 0,227	238 0,197	311 0,166	394 0,144	486 0,126	615 0,109	759 0,095	953 0,083	1208 0,071	1531 0,062
1,18	4,4	124 0,313	150 0,278	194 0,237	244 0,205	318 0,174	403 0,15	497 0,131	629 0,113	777 0,099	975 0,087	1234 0,075	1567 0,064
1,24	4,5	127 0,326	154 0,289	199 0,247	249 0,214	326 0,181	412 0,156	509 0,137	644 0,118	795 0,104	997 0,09	1262 0,078	1603 0,067
1,29	4,6	130 0,339	157 0,301	203 0,257	255 0,223	333 0,188	421 0,163	520 0,142	658 0,123	812 0,108	1019 0,094	1290 0,081	1638 0,07
1,35	4,7	133 0,353	161 0,313	208 0,267	260 0,232	340 0,196	430 0,169	531 0,148	672 0,128	830 0,112	1041 0,097	1318 0,084	1674 0,072
1,41	4,8	136 0,366	164 0,325	212 0,277	266 0,24	347 0,203	440 0,176	543 0,154	687 0,133	848 0,117	1063 0,101	1346 0,087	1710 0,075
1,47	4,9	139 0,381	168 0,338	216 0,288	271 0,23	355 0,211	449 0,183	554 0,16	701 0,138	865 0,121	1086 0,105	1374 0,091	1745 0,078
1,53	5	141 0,395	171 0,35	221 0,299	277 0,259	362 0,219	458 0,189	565 0,165	715 0,143	883 0,126	1108 0,109	1402 0,094	1781 0,081
1,59	5,1	144 0,409	174 0,364	225 0,31	283 0,269	369 0,227	467 0,197	577 0,172	730 0,149	901 0,13	1130 0,113	1430 0,098	1810 0,084
1,65	5,2	147 0,424	178 0,377	226 0,321	288 0,279	376 0,236	476 0,204	588 0,178	744 0,154	918 0,135	1152 0,117	1458 0,101	1854 0,087
1,72	5,3	150 0,44	181 0,39	234 0,333	294 0,289	383 0,244	485 0,211	599 0,184	758 0,159	936 0,14	1174 0,121	1486 0,105	1888 0,09
í,78	5,4	153 0,455	185 0,404	238 0,344	299 0,299	391 0,253	494 0,218	610 0,191	773 0,165	954 0,145	1196 0,126	1514 0,108	1923 0,093
1,85	5,5	155 0,470	188 0,418	243 0,356	305 0,309	398 0,261	503 0,226	622 0,197	787 0,171	971 0,15	1219 0,13	1542 0,112	1959 0,097
1,92	5,6	158 0,486	192 0,432	247 0,368	310 0,319	405 0,27	513 0,233	633 0,204	801 0,176	989 0,155	1241 0,134	1570 0,116	1994 0,1
1,99	5,7	161 0,502	195 0,446	252 0,38	316 0,33	412 0,279	522 0,241	644 0,21	815 0,182	1007 0,16	1263 0,139	1598 0,12	2030 0,103
2,06	5,8	164 0,519	198 0,46	256 0,392	321 0,341	420 0,288	531 0,249	656 0,217	830 0,188	1024 0,165	1285 0,143	1626 0,124	2066 0,107
2,13	5,9	167 0,535	202 0,475	261 0,405	327 0,351	427 0,297	540 0,257	667 0,224	844 0,194	1042 0,170	1307 0,148	1654 0,128	2101 0,11
2,2	6	170 0,552	205 0,49	265 0,418	332 0,362	434 0,306	549 0,265	678 0,231	858 0,2	1060 0,176	1329 0,152	1682 0,132	2137 0,113
2,28	6,1	172 0,569	209 0,505	269 0,43	337 0,373	441 0,316	539 0,273	690 0,238	873 0,206	1071 0,181	1352 0,157	1711 0,136	2172 0,117

Продолжение

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
1402	1774	2190	2747	3477	4416	5607	7096	8761	10989	13688	17171	22427
0,03	0,025	0,022	0,019	0,017	0,014	0,012	0,011	0,009	0,008	0,007	0,006	0,005
1447	1831	2261	2836	3589	4559	5788	7325	9043	11344	14130	17725	23151
0,031	0,027	0,023	0,02	0,018	0,015	0,013	0,011	0,01	0,009	0,007	0,006	0,005
1492	1888	2331	2925	3701	4701	5969	7554	9326	11698	14572	18279	23874
0,033	0,028	0,025	0,021	0,019	0,016	0,014	0,012	0,01	0,009	0,008	0,007	0,006
1537	1946	2402	3013	3814	4844	6149	7783	9608	12053	15013	18832	24598
0,035	0,03	0,026	0,023	0,02	0,017	0,015	0,013	0,011	0,01	0,008	0,007	0,006
1583	2003	2473	3102	3926	4986	6330	8012	9891	12407	15455	19386	25321
0,036	0,031	0,028	0,024	0,021	0,018	0,015	0,013	0,012	0,01	0,009	0,008	0,006
1628	2060	2543	3190	4038	5129	6511	8242	10174	12762	15896	19940	26044
0,038	0,033	0,029	0,025	0,022	0,019	0,016	0,014	0,012	0,011	0,009	0,008	0,007
1673	2117	2614	3279	4150	5271	6692	8470	10456	13116	16338	20494	26768
0,04	0,035	0,031	0,026	0,023	0,02	0,017	0,015	0,013	0,011	0,01	0,008	0,007
1718	2175	2685	3368	4262	5413	6873	8698	10739	13471	16779	21048	27491
0,042	0,037	0,032	0,028	0,024	0,021	0,018	0,015	0,013	0,012	0,01	0,009	0,007
1763	2232	2755	3456	4374	5556	7054	8927	11021	13825	17221	21602	28215
0,044	0,038	0,034	0,029	0,025	0,022	0,019	0,016	0,014	0,012	0,011	0,009	0,008
1809	2289	2826	3545	4481	5698	7235	9156	11304	14180	17662	22156	28938
0,046	0,04	0,035	0,03	0,026	0,023	0,019	0,017	0,015	0,013	0,011	0,01	0,008
1854	2346	2897	3634	4599	5841	7415	9385	11587	14534	18104	22710	29662
0,049	0,042	0,037	0,032	0,028	0,024	0,02	0,018	0,015	0,013	0,012	0,01	0,009
1899	2404	2967	3722	4711	5983	7596	9514	11869	14889	18546	23264	30385
0,051	0,044	0,038	0,033	0,029	0,025	0,021	0,018	0,016	0,014	0,012	0,011	0,009
1944	2461	3038	3811	4825	6126	7777	9843	12152	15243	18987	23818	31109
0,053	0,046	0,04	0,035	0,03	0,026	0,022	0,019	0,017	0,015	0,013	0,011	0,009
1990	2518	3109	3899	4935	6268	7958	10071	12434	15598	19429	24371	31832
0,055	0,048	0,042	0,036	0,031	0,027	0,023	0,02	0,018	0,015	0,013	0,012	0,01
2035	2575	3179	3988	5047	6411	8139	10301	12717	15952	19870	24925	32556
0,058	0,05	0,044	0,038	0,033	0,028	0,024	0,021	0,018	0,016	0,014	0,012	0,01
2080	2632	3250	4077	5160	6553	8320	10530	13000	16307	20312	25479	33279
0,06	0,052	0,045	0,039	0,034	0,029	0,025	0,022	0,019	0,017	0,014	0,013	0,01
2125	2690	3321	4165	5272	6696	8501	10759	13282	16661	20753	26033	34002
0,062	0,054	0,047	0,041	0,035	0,03	0,026	0,023	0,02	0,017	0,015	0,013	0,011
2170	2747	3391	4254	5384	6838	8681	10987	13565	17016	21195	26587	34726
0,065	0,056	0,049	0,043	0,037	0,032	0,027	0,023	0,021	0,018	0,016	0,014	0,011
2216	2804	3462	4343	5496	6980	8862	11216	13847	17370	21637	27141	35449
0,067	0,058	0,051	0,044	0,038	0,033	0,028	0,024	0,021	0,019	0,016	0,014	0,012
2261	2861	3532	4431	5608	7123	9043	11445	14130	17725	22078	27695	36173
0,07	0,06	0,053	0,046	0,04	0,034	0,029	0,025	0,022	0,019	0,017	0,015	0,012
2306	2919	3603	4520	5720	7265	9224	11674	14413	18079	22520	28248	36896
0,072	0,062	0,055	0,048	0,041	0,035	0,03	0,026	0,023	0,02	0,017	0,015	0,013
2351	2976	3674	4608	5833	7408	9405	11903	14695	18434	22961	28803	37620
0,075	0,065	0,057	0,049	0,043	0,037	0,032	0,027	0,024	0,021	0,018	0,016	0,013
2396	3033	3744	4697	5945	7550	9586	12132	14978	18788	23403	29356	38343
0,078	0,067	0,059	0,051	0,044	0,038	0,033	0,028	0,025	0,021	0,019	0,016	0,014
2442	3090	3815	4786	6057	7693	9767	12361	15260	19143	23844	29910	39067
0,08	0,069	0,061	0,053	0,046	0,039	0,034	0,029	0,026	0,022	0,019	0,017	0,014
2487	3147	3886	4874	6169	7835	9948	12590	15543	19497	24286	30464	39790
0,083	0,072	0,063	0,055	0,047	0,041	0,035	0,03	0,026	0,023	0,02	0,017	0,015
2535	3205	3956	4963	6281	7978	10128	12819	15826	19851	24727	31018	40514
0,086	0,074	0,065	0,056	0,049	0,042	0,036	0,031	0,027	0,024	0,021	0,018	0,015
2577	3262	4027	5052	6393	8120	10309	13047	16108	20208	25169	31572	41257
0,089	0,077	0,067	0,058	0,05	0,043	0,037	0,032	0,028	0,025	0,021	0,019	0,016
2623	3319	4098	5140	6506	8263	10490	13277	16391	20561	25611	32126	41960
0,092	0,079	0,069	0,06	0,052	0,045	0,039	0,033	0,029	0,025	0,022	0,019	0,016
2668	3376	4168	5229	6618	8405	10671	13505	16673	20915	26052	32680	42684
0,095	0,082	0,072	0,062	0,054	0,016	0,04	0,034	0,03	0,026	0,023	0,02	0,017
2713	3434	4239	5317	6730	8548	10852	13734	16956	21270	26494	33234	43407
0,098	0,084	0,074	0,064	0,055	0,048	0,041	0,035	0,031	0,027	0,023	0,02	0,017
2758	3491	4310	5406	6842	8690	11033	13963	17239	21624	26935	33788	44131
0,101	0,087	0,076	0,066	0,057	0,049	0,042	0,036	0,032	0,028	0,024	0,021	0,018

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
2,35	6,2	175 0,587	212 0,521	274 0,444	343 0,385	449 0,326	568 0,282	701 0,246	887 0,213	1095 0,187	1374 0,162	1739 0,14	2208 0,12
2,43	6,3	178 0,604	215 0,536	278 0,457	349 0,396	456 0,335	577 0,29	712 0,253	901 0,219	1113 0,192	1396 0,167	1761 0,144	2244 0,124
2,51	6,4	181 0,622	219 0,552	283 0,47	355 0,408	463 0,345	586 0,298	724 0,261	916 0,226	1130 0,198	1418 0,172	1795 0,148	2279 0,128
2,58	6,5	184 0,64	222 0,568	287 0,484	360 0,42	470 0,355	595 0,307	735 0,268	930 0,232	1148 0,203	1440 0,177	1823 0,152	2315 0,131
2,66	6,6	187 0,658	226 0,584	291 0,498	366 0,432	478 0,365	604 0,316	746 0,276	944 0,239	1166 0,209	1462 0,182	1851 0,157	2351 0,135
2,75	6,7	189 0,677	229 0,6	296 0,512	371 0,444	485 0,376	614 0,325	757 0,284	959 0,245	1183 0,215	1484 0,187	1879 0,161	2386 0,139
2,83	6,8	193 0,696	233 0,617	300 0,526	377 0,457	492 0,386	623 0,334	769 0,292	973 0,252	1201 0,221	1501 0,192	1907 0,166	2422 0,143
2,91	6,9	195 0,714	236 0,634	305 0,54	382 0,469	499 0,396	632 0,343	780 0,299	987 0,259	1219 0,227	1529 0,197	1935 0,17	2457 0,147
3	7	198 0,734	239 0,651	309 0,555	388 0,482	506 0,407	641 0,352	791 0,308	1001 0,266	1236 0,233	1551 0,203	1963 0,175	2493 0,151
3,08	7,1	201 0,753	242 0,669	314 0,57	393 0,494	514 0,418	650 0,361	802 0,316	1015 0,273	1254 0,24	1573 0,208	1991 0,179	2529 0,155
3,17	7,2	204 0,773	246 0,686	318 0,585	399 0,508	521 0,429	659 0,371	814 0,324	1030 0,281	1272 0,246	1595 0,214	2019 0,184	2564 0,159
3,26	7,3	206 0,794	250 0,704	322 0,601	404 0,521	528 0,441	668 0,381	825 0,333	1044 0,288	1289 0,252	1617 0,219	2047 0,189	2600 0,163
3,35	7,4	209 0,814	253 0,722	327 0,616	410 0,534	535 0,452	678 0,39	837 0,341	1059 0,295	1307 0,259	1640 0,225	2075 0,194	2635 0,167
3,44	7,5	212 0,834	257 0,741	331 0,631	415 0,548	543 0,463	687 0,4	848 0,35	1073 0,303	1325 0,265	1662 0,23	2103 0,199	2671 0,171
3,53	7,6	215 0,855	260 0,759	336 0,647	421 0,561	550 0,475	696 0,41	859 0,358	1087 0,31	1342 0,272	1684 0,236	2131 0,204	2707 0,175
3,63	7,7	218 0,876	263 0,777	340 0,663	427 0,575	557 0,486	705 0,42	870 0,367	1102 0,318	1360 0,279	1706 0,242	2159 0,209	2742 0,18
3,72	7,8	220 0,897	267 0,796	344 0,678	432 0,589	564 0,498	714 0,43	882 0,376	1116 0,325	1378 0,285	1728 0,248	2187 0,214	2778 0,184
3,82	7,9	223 0,918	270 0,815	349 0,695	438 0,603	572 0,51	723 0,441	893 0,385	1130 0,333	1395 0,292	1750 0,254	2215 0,219	2814 0,189
3,91	8	226 0,94	274 0,834	353 0,711	443 0,617	579 0,522	733 0,451	904 0,394	1145 0,341	1413 0,299	1772 0,26	2243 0,224	2849 0,193
4,01	8,1	229 0,962	277 0,854	358 0,728	449 0,632	586 0,534	742 0,462	916 0,403	1159 0,349	1431 0,306	1795 0,266	2271 0,229	2885 0,197
4,11	8,2	232 0,984	280 0,874	362 0,745	454 0,646	593 0,547	751 0,472	927 0,413	1173 0,357	1448 0,313	1817 0,272	2299 0,235	2920 0,202
4,21	8,3	235 1,01	284 0,894	367 0,762	460 0,661	601 0,559	760 0,483	938 0,422	1187 0,365	1466 0,32	1839 0,278	2327 0,24	2956 0,207
4,32	8,4	237 1,03	287 0,914	371 0,779	465 0,676	608 0,572	769 0,494	949 0,432	1202 0,374	1484 0,327	1861 0,284	2355 0,245	2992 0,211
4,42	8,5	240 1,05	291 0,934	375 0,797	471 0,691	615 0,584	778 0,505	961 0,441	1216 0,382	1501 0,335	1885 0,291	2383 0,251	3027 0,216
4,52	8,6	243 1,08	294 0,955	380 0,814	476 0,706	622 0,597	782 0,516	972 0,451	1230 0,39	1519 0,342	1905 0,297	2412 0,256	3063 0,221
4,63	8,7	246 1,1	298 0,976	384 0,832	482 0,722	629 0,61	797 0,527	983 0,461	1245 0,399	1537 3,35	1928 0,303	2440 0,262	3098 0,226
4,74	8,8	249 1,12	301 0,996	389 0,85	487 0,737	637 0,623	806 0,539	995 0,471	1259 0,407	1554 0,357	1950 0,31	2468 0,268	3134 0,231
4,84	8,9	252 1,15	304 1,02	393 0,868	493 0,753	644 0,637	815 0,551	1006 0,481	1273 0,416	1572 0,365	1972 0,317	2496 0,273	3170 0,236
4,95	9	254 1,17	308 1,04	397 0,886	499 0,769	651 0,65	824 0,562	1017 0,491	1288 0,425	1590 0,373	1994 0,323	2524 0,279	3205 0,241
5,07	9,1	257 1,2	311 1,06	402 0,905	504 0,785	658 0,664	833 0,574	1029 0,501	1302 0,434	1607 0,38	2016 0,33	2552 0,285	3241 0,246
5,18	9,2	260 1,22	315 1,08	406 0,924	510 0,802	666 0,678	842 0,586	1040 0,512	1316 0,443	1625 0,388	2038 0,337	2580 0,291	3277 0,251

Продолжение

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
2803	3548	4380	5495	6954	8832	11214	14191	17521	21979	27377	34342	44854
0,104	0,090	0,078	0,068	0,059	0,051	0,044	0,038	0,033	0,029	0,025	0,022	0,018
2849	3605	4451	5583	7066	8975	11394	14421	17804	22333	27818	34895	45578
0,107	0,092	0,081	0,07	0,06	0,052	0,045	0,039	0,034	0,029	0,026	0,022	0,019
2894	3662	4522	5672	7178	9117	11575	14650	18085	22688	238260	35449	46301
0,11	0,095	0,083	0,072	0,062	0,054	0,046	0,04	0,035	0,03	0,026	0,023	0,019
2939	3720	4592	5761	7291	9260	11756	14879	18369	23042	28702	36003	47025
0,113	0,098	0,086	0,074	0,064	0,055	0,048	0,041	0,036	0,031	0,027	0,024	0,02
2984	3777	4663	5849	7403	9402	11937	15103	18652	23397	29143	36557	47748
0,116	0,100	0,088	0,076	0,066	0,057	0,049	0,042	0,037	0,032	0,028	0,024	0,021
3029	3834	4734	5938	7515	9545	12118	15337	18934	23751	29585	37111	48472
0,12	0,103	0,09	0,079	0,068	0,058	0,05	0,043	0,038	0,033	0,029	0,025	0,021
3075	3892	4804	6026	7627	9637	12299	15566	19217	24106	30026	37665	49195
0,123	0,106	0,093	0,081	0,07	0,06	0,052	0,045	0,039	0,034	0,03	0,026	0,022
3120	3949	4875	6115	7739	9830	12480	15795	19499	24460	30468	38219	49918
0,126	0,109	0,096	0,083	0,072	0,062	0,053	0,046	0,04	0,035	0,03	0,026	0,022
3165	4006	4945	6204	7851	9972	12660	16023	19782	24815	30901	38773	50642
0,13	0,112	0,098	0,085	0,074	0,063	0,055	0,047	0,041	0,036	0,031	0,027	0,023
3210	4063	5016	6292	7964	10115	12841	16252	20065	25169	31351	39327	51365
0,133	0,115	0,101	0,087	0,075	0,065	0,056	0,048	0,042	0,037	0,032	0,028	0,024
3256	4120	5087	6381	8076	10265	13022	16481	20347	25524	31792	39881	52089
0,137	0,118	0,103	0,09	0,077	0,067	0,057	0,05	0,043	0,038	0,033	0,029	0,024
3301	4178	5157	6470	8188	10405	13203	16710	20630	25878	32234	40434	52812
0,14	0,121	0,106	0,092	0,079	0,068	0,059	0,051	0,045	0,039	0,034	0,029	0,025
3346	4235	5228	6558	8300	10545	13384	16939	20912	26233	32676	40988	53536
0,144	0,124	0,109	0,094	0,081	0,07	0,06	0,052	0,046	0,04	0,035	0,03	0,025
3391	4292	5299	6647	8412	10685	13565	17168	21195	26687	33117	41542	54259
0,148	0,127	0,112	0,097	0,084	0,072	0,062	0,053	0,047	0,041	0,036	0,031	0,026
3436	4349	5369	6735	8524	10830	13746	17397	21478	26942	33559	42096	54983
0,151	0,130	0,114	0,099	0,086	0,074	0,063	0,055	0,048	0,042	0,036	0,032	0,027
3482	4406	5440	6824	8637	10969	13907	17626	21760	27296	34000	42650	55706
0,155	0,134	0,117	0,102	0,088	0,076	0,065	0,056	0,049	0,043	0,037	0,032	0,027
3527	4464	5511	6913	8749	11112	14107	17854	22043	27690	34442	43204	56430
0,159	0,137	0,120	0,104	0,09	0,077	0,067	0,057	0,05	0,044	0,038	0,033	0,028
3572	4521	5581	7001	8861	11254	14288	18084	22325	28005	34883	43758	57153
0,162	0,14	0,123	0,107	0,092	0,079	0,068	0,059	0,052	0,045	0,039	0,034	0,029
3617	4578	5652	7090	8973	11397	14469	18312	22608	28359	35325	44312	57876
0,166	0,143	0,126	0,109	0,094	0,081	0,07	0,06	0,053	0,046	0,04	0,035	0,029
3662	4635	5723	7178	9085	11539	14650	18541	22891	28714	35766	44856	58600
0,17	0,147	0,129	0,112	0,096	0,083	0,071	0,062	0,054	0,047	0,041	0,036	0,03
3708	4693	5793	7267	9197	11682	14831	18770	23173	29063	36208	45419	59323
0,174	0,15	0,132	0,114	0,099	0,085	0,073	0,063	0,055	0,048	0,042	0,036	0,031
3753	4750	5864	7356	9310	11824	15012	18999	23456	29423	36650	45973	60047
0,178	0,154	0,135	0,117	0,101	0,087	0,075	0,065	0,057	0,049	0,043	0,037	0,031
3798	4807	5935	7444	9422	11967	15193	19228	23738	29777	37091	46527	60770
0,182	0,157	0,138	0,119	0,103	0,089	0,076	0,066	0,058	0,05	0,044	0,038	0,032
3843	4864	6005	7533	9534	12109	15373	19457	24021	30132	37533	47081	61494
0,186	0,161	0,141	0,122	0,105	0,091	0,078	0,067	0,059	0,051	0,045	0,039	0,033
3889	4921	6076	7622	9646	12251	15554	19686	24304	30486	37974	47635	62217
0,19	0,164	0,144	0,125	0,108	0,093	0,08	0,069	0,061	0,053	0,046	0,04	0,034
3934	4979	6147	7710	9758	12394	15735	19915	24586	30841	38416	48189	62941
0,194	0,168	0,147	0,128	0,11	0,095	0,082	0,07	0,062	0,054	0,047	0,041	0,034
3979	5036	6217	7799	9870	12536	15916	20144	24869	31195	38858	48743	63664
0,198	0,171	0,15	0,13	0,112	0,097	0,083	0,072	0,063	0,055	0,048	0,041	0,035
4024	5093	6288	7887	9983	12679	16097	20373	25151	31550	39299	49297	64388
0,203	0,175	0,153	0,133	0,115	0,099	0,085	0,074	0,065	0,056	0,049	0,042	0,036
4069	5150	6359	7976	10095	12821	16277	20602	25434	31904	39741	49851	65111
0,207	0,179	0,157	0,136	0,117	0,101	0,087	0,075	0,066	0,057	0,05	0,043	0,037
4115	5208	6429	8065	10207	12964	16459	20830	25717	32259	40182	50405	65834
0,211	0,182	0,160	0,139	0,12	0,103	0,089	0,077	0,067	0,058	0,051	0,044	0,037
4160	5265	6500	8153	10319	13105	16640	21059	25999	32613	40624	50958	66558
0,216	0,186	0,163	0,142	0,122	0,105	0,091	0,078	0,069	0,05	0,052	0,045	0,038

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
5,29	9,3	263 1,24	318 1,1	411 0,942	515 0,817	673 0,691	852 0,597	1051 0,522	1330 0,452	1643 0,396	2060 0,344	2608 0,296	3312 0,256
5,4	9,4	266 1,27	321 1,13	415 0,961	521 0,833	680 0,705	861 0,609	1063 0,532	1345 0,461	1660 0,404	2080 0,35	2636 0,302	3348 0,261
5,52	9,5	269 1,3	325 1,15	420 0,98	526 0,851	687 0,719	870 0,622	1074 0,543	1359 0,47	1678 0,412	2105 0,358	2664 0,309	3383 0,266
5,64	9,6	271 1,32	328 1,17	424 1	532 0,868	695 0,734	879 0,634	1085 0,554	1373 0,480	1696 0,42	2127 0,365	2692 0,315	3419 0,271
5,76	9,7	274 1,35	332 1,2	428 1,02	537 0,885	702 0,748	888 0,647	1097 0,565	1388 0,489	1713 0,429	2149 0,372	2720 0,321	3455 0,277
5,87	9,8	277 1,37	335 1,22	433 1,04	543 0,901	709 0,762	897 0,659	1108 0,576	1402 0,498	1731 0,437	2171 0,379	2748 0,327	3490 0,282
5,99	9,9	280 1,4	339 1,24	437 1,06	548 0,918	716 0,777	906 0,671	1119 0,586	1416 0,507	1749 0,445	2193 0,386	2776 0,333	3526 0,287
6,12	10	283 1,43	342 1,27	442 1,08	554 0,936	724 0,792	916 0,684	1130 0,598	1431 0,517	1766 0,454	2216 0,394	2804 0,34	3561 0,293
6,24	10,1	285 1,45	345 1,29	446 1,1	559 0,954	731 0,807	925 0,697	1142 0,609	1445 0,527	1784 0,462	2238 0,401	2832 0,346	3597 0,298
6,36	10,2	288 1,48	349 1,31	450 1,12	565 0,972	738 0,822	934 0,711	1153 0,621	1459 0,537	1802 0,471	2260 0,409	2860 0,353	3633 0,304
6,49	10,3	291 1,51	352 1,34	455 1,14	571 0,99	745 0,837	943 0,723	1164 0,632	1474 0,547	1819 0,48	2282 0,416	2888 0,359	3668 0,31
6,62	10,4	294 1,54	356 1,36	459 1,16	576 1,01	752 0,853	952 0,737	1176 0,644	1488 0,557	1837 0,488	2304 0,424	2916 0,366	3704 0,315
6,74	10,5	297 1,56	359 1,39	464 1,18	582 1,03	760 0,868	961 0,75	1187 0,655	1502 0,567	1855 0,497	2326 0,431	2944 0,372	3740 0,321
6,87	10,6	300 1,59	363 1,41	468 1,2	587 1,04	767 0,884	971 0,764	1198 0,677	1516 0,577	1872 0,506	2349 0,439	2972 0,379	3775 0,327
7	10,7	302 1,63	366 1,44	473 1,22	593 1,06	774 0,899	980 0,777	1209 0,679	1531 0,587	1890 0,515	2371 0,447	3000 0,386	3811 0,332
7,13	10,8	305 1,65	369 1,46	477 1,25	598 1,08	781 0,915	989 0,791	1221 0,691	1545 0,598	1908 0,524	2393 0,455	3028 0,393	3846 0,338
7,27	10,9	308 1,68	373 1,49	481 1,27	604 1,1	789 0,931	998 0,805	1232 0,703	1559 0,608	1925 0,533	2415 0,463	3056 0,4	3882 0,344
7,4	11	311 1,71	376 1,51	486 1,29	609 1,12	796 0,947	1007 0,818	1243 0,715	1574 0,619	1943 0,542	2437 0,471	3084 0,406	3918 0,35
7,54	11,1	314 1,73	380 1,54	490 1,31	615 1,14	803 0,963	1016 0,832	1255 0,727	1588 0,629	1961 0,552	2459 0,479	3113 0,413	3953 0,356
7,67	11,2	317 1,76	383 1,57	495 1,34	620 1,16	810 0,98	1026 0,847	1266 0,74	1602 0,64	1978 0,561	2481 0,487	3141 0,42	3989 0,362
7,81	11,3	319 1,79	386 1,59	498 1,36	626 1,18	817 0,996	1035 0,861	1277 0,752	1617 0,651	1996 0,57	2504 0,495	3169 0,427	4024 0,368
7,95	11,4	322 1,82	390 1,62	503 1,38	631 1,2	825 1,01	1045 0,875	1289 0,764	1631 0,662	2014 0,58	2526 0,503	3197 0,435	4060 0,374
8,09	11,5	325 1,85	393 1,65	508 1,4	637 1,22	832 1,03	1053 0,89	1300 0,777	1645 0,673	2031 0,59	2548 0,512	3225 0,442	4096 0,381
8,23	11,6	328 1,88	397 1,67	512 1,43	643 1,24	839 1,05	1062 0,904	1311 0,79	1660 0,684	2049 0,6	2570 0,52	3253 0,449	4131 0,387
8,37	11,7	331 1,92	400 1,7	517 1,45	648 1,26	846 1,06	1071 0,919	1323 0,803	1674 0,695	2067 0,609	2592 0,529	3281 0,457	4167 0,393
8,52	11,8	334 1,95	404 1,73	521 1,47	654 1,28	854 1,08	1080 0,934	1334 0,816	1688 0,706	2084 0,619	2614 0,537	3309 0,464	4203 0,399
8,66	11,9	336 1,98	407 1,76	526 1,5	659 1,3	861 1,1	1090 0,949	1345 0,829	1702 0,717	2102 0,629	2637 0,546	3337 0,471	4238 0,406
8,81	12	339 2,01	410 1,78	530 1,52	665 1,32	868 1,12	1099 0,964	1356 0,842	1717 0,729	2120 0,639	2659 0,555	3365 0,479	4274 0,412
8,95	12,1	342 2,04	414 1,81	534 1,54	670 1,34	875 1,13	1108 0,979	1368 0,855	1731 0,74	2137 0,649	2681 0,563	3393 0,486	4309 0,419
9,1	12,2	345 2,07	417 1,84	539 1,57	676 1,36	883 1,15	1117 0,995	1379 0,869	1745 0,752	2155 0,659	2703 0,572	3421 0,494	4345 0,426
9,25	12,3	348 2,10	421 1,87	543 1,59	681 1,38	890 1,17	1126 1,01	1390 0,882	1760 0,764	2172 0,669	2725 0,581	3449 0,502	4381 0,432

Продолжение

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
4205	5322	6570	8242	10431	13242	16820	21288	26282	32968	41065	51512	67281
0,22	0,19	0,166	0,144	0,125	0,107	0,092	0,08	0,07	0,061	0,053	0,046	0,039
4250	5379	6641	8331	10543	13391	17001	21517	26564	33322	41507	52066	68005
0,224	0,194	0,17	0,147	0,127	0,109	0,094	0,081	0,071	0,062	0,054	0,047	0,04
4296	5437	6712	8419	10656	13534	17182	21746	26847	33677	41948	52620	68728
0,229	0,198	0,173	0,15	0,13	0,112	0,096	0,083	0,073	0,063	0,055	0,048	0,04
4341	5494	6782	8508	10768	13676	17363	21975	27130	34031	42390	53174	69452
0,234	0,202	0,177	0,153	0,132	0,114	0,098	0,085	0,074	0,065	0,056	0,049	0,041
4386	5551	6853	8596	10880	13818	17544	22204	27412	34386	42832	53728	70175
0,238	0,206	0,18	0,156	0,135	0,116	0,1	0,086	0,076	0,066	0,057	0,05	0,042
4431	5608	6924	8685	10992	13961	17724	22433	27695	34740	43273	54282	70899
0,243	0,209	0,184	0,159	0,138	0,118	0,102	0,088	0,077	0,067	0,058	0,051	0,043
4476	5665	6994	8774	11104	14103	17906	22662	27977	35095	43715	54896	71622
0,247	0,213	0,187	0,162	0,14	0,121	0,104	0,09	0,079	0,068	0,06	0,052	0,044
4522	5723	7065	8862	11216	14246	18086	22890	28260	35449	44156	55389	72346
0,252	0,218	0,191	0,165	0,143	0,123	0,106	0,091	0,08	0,07	0,061	0,053	0,045
4567	5780	7136	8951	11329	14388	18267	23120	28543	35804	44598	55943	73069
0,257	0,222	0,194	0,169	0,146	0,125	0,108	0,093	0,082	0,071	0,062	0,054	0,045
4612	5837	7206	9040	11441	14531	18448	23348	28825	36158	45039	56497	73793
0,262	0,226	0,198	0,172	0,148	0,128	0,11	0,095	0,083	0,072	0,063	0,055	0,046
4657	5894	7277	9128	11553	14673	18629	23577	29108	36513	45481	57051	74516
0,267	0,23	0,202	0,175	0,151	0,13	0,112	0,097	0,085	0,074	0,064	0,056	0,047
4702	5952	7348	9217	11665	14816	18810	23806	29390	36867	45923	57605	75239
0,272	0,234	0,205	0,178	0,154	0,132	0,114	0,098	0,087	0,075	0,065	0,057	0,048
4748	6009	7418	9305	11777	14958	18991	24035	29673	37222	46364	58159	75963
0,276	0,238	0,209	0,181	0,157	0,135	0,116	0,1	0,088	0,076	0,067	0,058	0,049
4793	6066	7489	9394	11889	15101	19172	24264	29956	37576	46806	58713	76686
0,281	0,243	0,213	0,185	0,159	0,137	0,118	0,102	0,089	0,078	0,068	0,059	0,050
4838	6123	7560	9483	12002	15243	19352	24493	30238	37931	47247	59267	77410
0,286	0,247	0,217	0,188	0,162	0,14	0,12	0,104	0,091	0,079	0,069	0,06	0,051
4883	6180	7630	9571	12114	15386	19533	24722	30521	38285	47689	59821	78133
0,291	0,251	0,22	0,191	0,165	0,142	0,122	0,106	0,093	0,08	0,07	0,061	0,051
4929	6238	7701	9660	12226	15528	19714	24951	30803	38640	48130	60375	78857
0,296	0,256	0,224	0,195	0,168	0,145	0,125	0,108	0,094	0,082	0,071	0,062	0,052
4974	6295	7772	9749	12338	15670	19895	25180	31086	38994	48572	60929	79580
0,301	0,26	0,228	0,198	0,171	0,147	0,127	0,109	0,096	0,083	0,073	0,063	0,053
5019	6352	7842	9837	12450	15813	20076	25409	31369	39349	49013	61482	80304
0,307	0,265	0,232	0,201	0,174	0,15	0,129	0,111	0,098	0,085	0,074	0,064	0,054
5064	6409	7913	9926	12562	15955	20257	25647	31651	39703	49455	62036	81027
0,312	0,269	0,236	0,205	0,177	0,152	0,131	0,113	0,099	0,086	0,075	0,065	0,055
5109	6467	7983	10014	12675	16098	20438	25866	31934	40058	49897	62590	81751
0,317	0,274	0,24	0,208	0,18	0,155	0,133	0,115	0,101	0,088	0,076	0,066	0,056
5155	6524	8054	10103	12787	16240	20618	26095	32216	40412	50338	63144	82474
0,322	0,278	0,244	0,212	0,183	0,157	0,135	0,117	0,103	0,089	0,078	0,067	0,057
5200	6581	8125	10192	12899	16383	20799	26324	32499	40767	50780	63698	83197
0,328	0,283	0,248	0,215	0,186	0,16	0,138	0,119	0,104	0,091	0,079	0,068	0,058
5245	6638	8195	10280	13011	16525	20980	26553	32781	41121	51221	64252	83921
0,333	0,288	0,252	0,219	0,189	0,163	0,14	0,121	0,106	0,092	0,08	0,07	0,059
5290	6696	8266	10369	13123	16668	21161	26782	33064	41476	51663	64806	84644
0,339	0,292	0,256	0,222	0,192	0,165	0,142	0,123	0,108	0,094	0,082	0,071	0,06
5335	6753	8337	10458	13235	16810	21342	27011	33347	41830	52104	65360	85368
0,344	0,297	0,26	0,226	0,195	0,168	0,145	0,125	0,109	0,095	0,083	0,072	0,061
5381	6810	8407	10546	13348	16953	21523	27240	33629	42185	52546	65914	86091
0,35	0,302	0,264	0,229	0,198	0,171	0,147	0,127	0,111	0,097	0,084	0,073	0,062
5426	6867	8478	10635	13460	17095	21704	27469	33912	42539	52988	66468	86815
0,355	0,306	0,269	0,233	0,201	0,173	0,149	0,129	0,113	0,098	0,086	0,074	0,063
5471	6924	8549	10723	13572	17237	21885	27698	34195	42894	53429	67021	87538
0,361	0,311	0,273	0,237	0,204	0,176	0,152	0,131	0,115	0,1	0,087	0,075	0,064
5516	6982	8619	10812	13684	17380	22065	27927	34477	43248	53871	67575	88262
0,367	0,316	0,277	0,241	0,208	0,179	0,154	0,133	0,117	0,101	0,088	0,077	0,065
5562	7039	8690	10900	13796	17522	22246	28155	34760	43603	54312	68129	88985
0,372	0,321	0,281	0,244	0,211	0,182	0,156	0,135	0,118	0,103	0,09	0,078	0,066

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
9,4	12,4	350 2,14	424 1,9	548 1,62	687 1,4	897 1,19	1135 1,03	1402 0,896	1774 0,776	2190 0,68	2747 0,59	3477 0,509	4416 0,439
9,56	12,5	353 2,17	427 1,93	552 1,64	692 1,42	904 1,2	1144 1,04	1413 0,909	1788 0,787	2208 0,69	2769 0,599	3505 0,517	4452 0,445
9,71	12,6	356 2,2	431 1,95	556 1,67	698 1,45	911 1,22	1154 1,06	1424 0,923	1803 0,799	2225 0,7	2792 0,608	3533 0,525	4487 0,452
9,86	12,7	359 2,24	434 1,98	561 1,69	703 1,47	919 1,24	1163 1,07	1436 0,937	1817 0,811	2243 0,711	2814 0,617	3561 0,533	4523 0,459
10,02	12,8	362 2,27	438 2,01	565 1,72	709 1,49	926 1,26	1172 1,09	1447 0,951	1831 0,823	2261 0,722	2836 0,626	3589 0,541	4559 0,466
10,18	12,9	364 2,3	441 2,04	570 1,74	714 1,51	933 1,28	1181 1,11	1458 0,965	1846 0,835	2278 0,733	2858 0,636	3617 0,549	4594 0,473
10,34	13	367 2,34	445 2,07	574 1,77	720 1,53	940 1,3	1190 1,12	1470 0,98	1860 0,848	2296 0,744	2880 0,645	3645 0,557	4630 0,48
10,5	13,1	370 2,37	448 2,11	578 1,8	726 1,56	948 1,32	1199 1,14	1481 0,995	1874 0,861	2314 0,755	2902 0,655	3673 0,565	4665 0,487
10,66	13,2	373 2,41	451 2,14	583 1,82	731 1,58	955 1,34	1209 1,15	1492 1,01	1888 0,873	2331 0,765	2925 0,664	3701 0,573	4701 0,494
10,82	13,3	376 2,44	456 2,17	587 1,85	737 1,6	962 1,36	1218 1,17	1503 1,02	1903 0,886	2349 0,776	2947 0,674	3729 0,582	4737 0,501
10,98	13,4	379 2,47	458 2,2	592 1,87	742 1,62	969 1,37	1227 1,19	1515 1,04	1917 0,898	2367 0,787	2969 0,683	3757 0,59	4772 0,508
11,15	13,5	381 2,51	462 2,23	596 1,9	748 1,65	977 1,39	1236 1,2	1526 1,05	1931 0,91	2384 0,798	2991 0,693	3786 0,598	4808 0,515
11,31	13,6	384 2,54	465 2,26	600 1,93	753 1,67	984 1,41	1245 1,22	1537 1,07	1946 0,923	2402 0,809	3013 0,703	3814 0,606	4844 0,522
11,48	13,7	387 2,58	468 2,29	605 1,95	759 1,69	991 1,43	1254 1,24	1549 1,08	1960 0,936	2420 0,821	3035 0,712	3842 0,615	4879 0,53
11,65	13,8	390 2,62	472 2,32	609 1,98	764 1,72	998 1,45	1264 1,25	1560 1,1	1974 0,949	2437 0,832	3058 0,722	3870 0,623	4915 0,537
11,82	13,9	393 2,65	475 2,36	614 2,01	770 1,74	1006 1,47	1273 1,27	1571 1,11	1989 0,963	2455 0,844	3080 0,733	3898 0,632	4950 0,545
11,99	14	396 2,69	479 2,39	618 2,04	775 1,77	1013 1,49	1282 1,29	1584 1,13	2003 0,976	2473 0,855	3102 0,743	3926 0,641	4986 0,552
12,16	14,1	398 2,73	482 2,42	623 2,06	781 1,79	1020 1,51	1291 1,31	1594 1,14	2017 0,989	2490 0,867	3124 0,753	3954 0,65	5022 0,56
12,33	14,2	401 2,76	486 2,45	627 2,09	786 1,81	1027 1,53	1300 1,33	1605 1,16	2032 1	2508 0,878	3146 0,763	3982 0,658	5057 0,567
12,51	14,3	404 2,8	489 2,48	631 2,12	792 1,84	1034 1,55	1309 1,34	1616 1,17	2045 1,02	2526 0,89	3168 0,773	4010 0,667	5093 0,575
12,68	14,4	407 2,83	492 2,52	636 2,14	798 1,86	1042 1,57	1319 1,36	1628 1,19	2060 1,03	2543 0,901	3190 0,783	4038 0,676	5129 0,582
12,86	14,5	410 2,87	496 2,55	640 2,17	803 1,89	1049 1,6	1328 1,38	1639 1,2	2074 1,04	2561 0,914	3213 0,793	4066 0,685	5164 0,59
13,04	14,6	413 2,91	499 2,58	645 2,2	809 1,91	1056 1,62	1337 1,4	1650 1,22	2089 1,05	2579 0,926	3235 0,804	4094 0,694	5200 0,598
13,22	14,7	415 2,95	503 2,62	649 2,23	814 1,94	1063 1,64	1346 1,42	1662 1,24	2103 1,07	2596 0,938	3257 0,814	4122 0,703	5235 0,606
13,4	14,8	418 2,99	506 2,65	653 2,26	820 1,96	1071 1,66	1355 1,43	1673 1,25	2117 1,08	2614 0,951	3279 0,825	4150 0,712	5271 0,614
13,58	14,9	421 3,03	509 2,69	658 2,29	825 1,99	1078 1,68	1364 1,45	1684 1,27	2132 1,1	2632 0,962	3302 0,835	4178 0,721	5307 0,621
13,76	15	424 3,07	513 2,72	662 2,32	831 2,01	1085 1,7	1373 1,47	1696 1,28	2146 1,11	2649 0,975	3323 0,846	4206 0,73	5342 0,629
13,95	15,1	427 3,11	516 2,76	667 2,35	836 2,04	1092 1,72	1386 1,49	1707 1,3	2160 1,13	2667 0,988	3346 0,858	4234 0,74	5378 0,638
14,13	15,2	429 3,14	520 2,79	671 2,38	842 2,06	1100 1,75	1392 1,51	1718 1,32	2175 1,14	2684 1	3368 0,868	4262 0,749	5413 0,646
14,32	15,3	432 3,18	523 2,82	676 2,41	847 2,09	1107 1,77	1401 1,53	1729 1,33	2189 1,15	2702 1,01	3390 0,879	4290 0,758	5449 0,653
14,5	15,4	435 3,22	527 2,86	680 2,44	853 2,11	1114 1,79	1410 1,54	1741 1,35	2203 1,17	2720 1,02	3412 0,889	4318 0,767	5485 0,661
14,69	15,5	438 3,26	530 2,89	684 2,47	858 2,14	1121 1,81	1419 1,56	1752 1,37	2218 1,18	2738 1,04	3434 0,9	4346 0,777	5520 0,669

Продолжение

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
5607	7096	8761	10989	13908	17665	22427	28384	35042	43957	54754	68683	89709
0,378	0,326	0,286	0,248	0,214	0,184	0,159	0,137	0,120	0,104	0,091	0,079	0,067
5652	7153	8831	11078	14020	17807	22608	28613	35325	44312	55195	69237	90432
0,383	0,331	0,29	0,252	0,217	0,187	0,161	0,139	0,122	0,106	0,092	0,080	0,068
5697	7211	8902	11167	14133	17950	22789	28842	35607	44666	55637	69791	91155
0,389	0,336	0,295	0,256	0,221	0,19	0,164	0,141	0,124	0,108	0,094	0,081	0,069
5742	7268	8973	11255	14245	18092	22970	29071	35890	45021	56078	70345	91879
0,395	0,341	0,299	0,259	0,224	0,193	0,166	0,143	0,126	0,109	0,095	0,083	0,07
5788	7327	9043	11344	14357	18235	23151	29300	36173	45375	56520	70899	92602
0,401	0,346	0,303	0,263	0,227	0,196	0,169	0,145	0,128	0,111	0,097	0,084	0,071
5833	7382	9114	11432	14469	18377	23331	29529	36455	45730	56962	71453	93326
0,407	0,352	0,308	0,267	0,231	0,199	0,171	0,148	0,13	0,112	0,098	0,085	0,072
5878	7439	9185	11521	14581	18520	23512	29758	36738	46084	57403	72006	94049
0,413	0,357	0,313	0,271	0,234	0,202	0,174	0,15	0,131	0,114	0,1	0,086	0,073
5923	7497	9255	11610	14693	18662	23693	29987	37021	46439	57845	72560	94773
0,419	0,362	0,317	0,275	0,238	0,205	0,176	0,152	0,133	0,116	0,101	0,088	0,074
5969	7554	9326	11698	14806	18805	23874	30216	37303	46793	58286	73114	95496
0,425	0,367	0,322	0,279	0,241	0,208	0,179	0,154	0,135	0,117	0,102	0,089	0,075
6014	7611	9396	11787	14918	18947	24055	30444	37586	47148	58728	73668	95220
0,431	0,372	0,326	0,283	0,244	0,211	0,181	0,156	0,137	0,119	0,104	0,09	0,076
6059	7668	9467	11876	15030	19080	24236	80673	37868	47502	59169	74222	96943
0,437	0,377	0,331	0,287	0,248	0,213	0,184	0,159	0,139	0,121	0,105	0,091	0,077
6104	7726	9538	11964	15142	19232	24417	30902	38151	47857	59611	74776	97667
0,444	0,383	0,336	0,291	0,251	0,216	0,186	0,161	0,141	0,123	0,107	0,093	0,078
6149	7783	9608	12053	15254	19374	24598	31131	38434	48211	60053	75330	98390
0,45	0,388	0,34	0,295	0,255	0,219	0,189	0,163	0,143	0,124	0,108	0,094	0,08
6195	7840	9679	12141	15366	19517	24778	31360	38716	48566	60494	75884	99113
0,456	0,394	0,345	0,299	0,258	0,223	0,192	0,165	0,145	0,126	0,11	0,095	0,081
6240	7897	9750	12230	15479	19659	24959	31589	38991	48920	60936	76438	99837
0,462	0,399	0,35	0,303	0,262	0,226	0,194	0,168	0,147	0,128	0,111	0,097	0,082
6285	7954	9820	12318	15491	19802	25140	31818	39281	49275	61377	76992	100560
0,469	0,405	0,355	0,308	0,266	0,229	0,197	0,17	0,149	0,13	0,113	0,098	0,083
6330	8012	9891	12407	15703	19944	25321	32047	39564	49629	61819	77545	101284
0,475	0,41	0,36	0,312	0,269	0,232	0,2	0,172	0,151	0,131	0,114	0,099	0,084
6375	8069	9962	12496	15815	20087	25502	32276	39847	49984	62260	78099	102007
0,482	0,416	0,365	0,316	0,273	0,235	0,203	0,175	0,153	0,133	0,116	0,101	0,085
6421	8126	10032	12585	15927	20229	25683	32505	40129	50338	62702	78653	102731
0,488	0,421	0,369	0,321	0,277	0,238	0,205	0,177	0,155	0,135	0,118	0,102	0,086
6466	8183	10103	12673	16039	20372	25864	32734	40412	50693	63143	79207	103454
0,495	0,427	0,374	0,325	0,28	0,241	0,208	0,179	0,157	0,137	0,119	0,103	0,087
6511	8241	10174	12762	16152	20514	26044	32962	40694	51047	63585	79761	104178
0,501	0,432	0,379	0,329	0,284	0,244	0,211	0,182	0,159	0,138	0,121	0,105	0,089
6556	8298	10244	12850	16264	20657	26225	33191	40977	51402	64027	80315	104901
0,508	0,438	0,384	0,333	0,288	0,248	0,213	0,184	0,162	0,14	0,122	0,106	0,09
6602	8355	10315	12939	16376	20799	26406	33420	41260	51756	64468	80869	105625
0,515	0,444	0,39	0,338	0,292	0,251	0,216	0,187	0,164	0,142	0,124	0,108	0,091
6647	8412	10386	13028	16488	20941	26587	33649	41542	52111	64910	81483	106348
0,521	0,45	0,395	0,342	0,295	0,254	0,219	0,189	0,166	0,144	0,126	0,109	0,092
6692	8470	10456	13176	16600	21084	26768	33878	41825	52465	65351	81977	107070
0,528	0,456	0,4	0,347	0,299	0,258	0,222	0,192	0,188	0,146	0,127	0,11	0,093
6737	8528	10527	13205	16712	21226	26939	34107	42107	52820	65793	82531	107795
0,535	0,462	0,405	0,351	0,303	0,261	0,225	0,194	0,17	0,148	0,129	0,112	0,095
6782	8584	10598	13294	16825	21369	27130	34336	42390	53174	66234	83084	108518
0,542	0,468	0,41	0,356	0,307	0,264	0,228	0,197	0,172	0,15	0,13	0,113	0,096
6828	8641	10668	13382	16937	21511	27310	34565	42673	53529	66676	83638	109242
0,549	0,474	0,415	0,36	0,311	0,268	0,231	0,199	0,175	0,152	0,132	0,115	0,097
6873	8698	10739	13471	17049	21654	27491	34794	42955	53883	67118	84192	109965
0,556	0,48	0,42	0,365	0,315	0,271	0,233	0,202	0,177	0,153	0,134	0,116	0,098
6918	8756	10809	13559	17161	21796	27672	35023	43238	54237	67559	84746	110689
0,563	0,485	0,426	0,369	0,319	0,274	0,236	0,204	0,179	0,155	0,135	0,118	0,099
6963	8813	10880	13648	17273	21939	27853	35252	43620	54592	68001	85300	111412
0,569	0,491	0,431	0,374	0,323	0,278	0,239	0,206	0,181	0,157	0,137	0,119	0,101
7001	8870	10951	13737	17385	22081	28034	35480	43803	54946	68442	85854	112136
0,576	0,497	0,436	0,378	0,327	0,281	0,242	0,209	0,183	0,159	0,139	0,12	0,102

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
14,88	15,6	441 3,3	533 2,89	689 2,47	864 2,14	1129 1,81	1428 1,56	1763 1,37	2232 1,18	2755 1,04	3456 0,9	4374 0,777	5556 0,669
15,08	15,7	444 3,34	537 2,97	693 2,53	870 2,19	1136 1,86	1437 1,60	1775 1,4	2246 1,21	2773 1,06	3478 0,923	4402 0,797	5592 0,686
15,27	15,8	446 3,38	540 3	698 2,56	875 2,22	1443 1,88	1447 1,62	1786 1,42	2260 1,23	2791 1,08	3501 0,934	4430 0,806	5627 0,695
15,46	15,9	449 3,42	544 3,04	702 2,59	881 2,25	1150 1,9	1456 1,64	1797 1,44	2275 1,24	2808 1,09	3523 0,945	4459 0,816	5663 0,703
15,66	16	452 3,46	547 3,07	706 2,62	886 2,27	1157 1,92	1465 1,66	1809 1,45	2289 1,26	2826 1,1	3545 0,956	4487 0,826	5698 0,711
15,85	16,1	455 3,51	550 3,11	711 2,65	891 2,3	1165 1,95	1474 1,68	1820 1,47	2303 1,27	2844 1,12	3567 0,968	4515 0,836	5734 0,72
16,05	16,2	458 3,55	554 3,15	715 2,68	897 2,33	1172 1,97	1483 1,7	1831 1,49	2318 1,29	2861 1,13	3589 0,98	4543 0,846	5770 0,729
16,25	16,3	461 3,59	557 3,19	720 2,72	903 2,36	1179 1,99	1492 1,72	1842 1,5	2332 1,3	2879 1,14	3611 0,991	4571 0,855	5805 0,737
16,45	16,4	463 3,63	561 3,22	724 2,75	908 2,38	1186 2,02	1502 1,74	1854 1,52	2346 1,32	2897 1,16	3634 1	4599 0,866	5841 0,746
16,65	16,5	466 3,67	564 3,26	729 2,78	914 2,41	1194 2,04	1511 1,76	1865 1,54	2361 1,33	2914 1,17	3656 1,01	4627 0,875	5876 0,754
16,85	16,6	469 3,71	568 3,3	733 2,81	919 2,44	1201 2,06	1520 1,78	1876 1,56	2375 1,35	2932 1,18	3678 1,03	4655 0,885	5912 0,763
17,06	16,7	472 3,76	571 3,34	737 2,85	925 2,47	1208 2,09	1529 1,8	1888 1,58	2389 1,36	2950 1,2	3700 1,04	4683 0,896	5948 0,772
17,26	16,8	475 3,8	574 3,37	742 2,88	930 2,49	1215 2,11	1538 1,82	1899 1,59	2404 1,38	2967 1,21	3722 1,05	4711 0,906	5983 0,78
17,47	16,9	478 3,84	578 3,41	746 2,91	936 2,52	1223 2,13	1547 1,85	1910 1,61	2418 1,39	2985 1,22	3744 1,06	4739 0,916	6019 0,79
17,68	17	480 3,89	581 3,45	751 2,94	942 2,55	1230 2,16	1557 1,87	1922 1,63	2432 1,41	3003 1,24	3766 1,07	4767 0,927	6054 0,799
17,88	17,1	483 3,93	585 3,49	755 2,97	947 2,56	1237 2,18	1566 1,89	1933 1,65	2446 1,43	3020 1,25	3789 1,09	4795 0,937	6090 0,807
18,09	17,2	486 3,97	588 3,53	759 3,01	953 2,61	1244 2,21	1575 1,91	1944 1,67	2461 1,44	3038 1,26	3811 1,1	4823 0,947	6126 0,816
18,3	17,3	489 4,02	592 3,57	764 3,04	958 2,64	1252 2,23	1584 1,93	1956 1,69	2475 1,46	3056 1,28	3833 1,11	4851 0,958	6161 0,825
18,52	17,4	492 4,06	595 3,61	768 3,08	964 2,67	1259 2,26	1593 1,95	1967 1,7	2489 1,47	3073 1,29	3855 1,12	4879 0,969	6197 0,835
18,73	17,5	494 4,11	598 3,65	773 3,11	969 2,7	1266 2,28	1602 1,97	1978 1,72	2504 1,49	3091 1,31	3877 1,14	4907 0,98	6233 0,844
18,94	17,6	497 4,15	602 3,69	777 3,14	975 2,73	1273 2,31	1612 1,99	1990 1,74	2518 1,51	3109 1,32	3899 1,15	4935 0,99	6268 0,853
19,16	17,7	500 4,2	605 3,73	782 3,18	980 2,76	1281 2,33	1621 2,01	2001 1,76	2532 1,52	3126 1,34	3922 1,16	4963 1	6304 0,862
19,38	17,8	503 4,25	609 3,77	786 3,21	985 2,79	1288 2,36	1630 2,04	2012 1,78	2547 1,54	3144 1,35	3944 1,17	4991 1,01	6339 0,872
19,6	17,9	506 4,29	612 3,81	790 3,25	992 2,82	1295 2,38	1639 2,06	2023 1,8	2561 1,56	3162 1,36	3966 1,18	5019 1,02	6375 0,881
19,82	18	509 4,34	616 8,85	795 3,28	997 2,85	1302 2,41	1648 2,08	2035 1,82	2575 1,57	3179 1,38	3988 1,2	5047 1,03	6411 0,891
20,04	18,1	512 4,38	619 3,89	799 3,32	1008 2,88	1309 2,43	1657 2,1	2046 1,84	2589 1,59	3197 1,39	4010 1,21	5075 1,04	6446 0,9
20,26	18,2	514 4,43	622 3,93	804 3,35	1008 2,91	1317 2,46	1666 2,13	2057 1,86	2604 1,61	3215 1,41	4032 1,22	5103 1,06	6482 0,91
20,48	18,3	517 4,48	626 3,97	808 3,39	1014 2,94	1324 2,48	1676 2,15	2069 1,88	2618 1,62	3232 1,42	4055 1,24	5132 1,07	6517 0,919
20,71	18,4	520 4,52	629 4,02	813 3,42	1019 2,97	1331 2,51	1685 2,17	2080 1,9	2632 1,64	3250 1,44	4077 1,25	5160 1,08	6553 0,929
20,93	18,5	523 4,57	633 4,06	817 3,46	1025 3,00	1338 2,54	1694 2,19	2091 1,92	2647 1,66	3268 1,45	4099 1,26	5188 1,09	6583 0,938
21,16	18,6	527 4,62	636 4,1	821 3,49	1030 3,03	1346 2,56	1703 2,22	2103 1,94	2661 1,68	3285 1,47	4121 1,27	5216 1,1	6624 0,948
21,39	18,7	529 4,67	639 4,14	826 3,53	1036 3,06	1353 2,59	1712 2,24	2114 1,96	2675 1,69	3303 1,48	4143 1,29	5244 1,11	6660 0,958

Продолжение

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
7054	8927	11021	13828	17498	22224	28215	35709	44086	55301	68884	86408	112859
0,583	0,503	0,441	0,383	0,331	0,285	0,245	0,212	0,186	0,161	0,14	0,122	0,103
7099	8985	11092	13914	17610	22366	28395	35938	44368	55655	69325	86952	113583
0,591	0,51	0,447	0,388	0,335	0,288	0,248	0,214	0,188	0,163	0,142	0,123	0,104
7144	9042	11163	14002	17722	22508	28576	36167	44651	56010	69717	87516	114305
0,598	0,516	0,453	0,393	0,339	0,292	0,251	0,217	0,190	0,165	0,144	0,125	0,106
7189	9099	11233	14091	17834	22651	28757	36396	44933	56364	70208	88069	115030
0,605	0,522	0,458	0,397	0,343	0,295	0,254	0,219	0,193	0,167	0,146	0,126	0,107
7235	9156	11304	14180	17946	22793	28938	36625	45216	56719	70650	88623	115753
0,612	0,528	0,463	0,402	0,347	0,299	0,257	0,222	0,195	0,169	0,147	0,128	0,108
7280	9213	11373	14268	18058	22936	29119	36854	45499	57073	71092	89177	116476
0,62	0,535	0,469	0,407	0,351	0,302	0,261	0,225	0,197	0,171	0,149	0,13	0,11
7325	9271	11445	14357	18171	23078	29300	37083	45781	57428	71533	89731	117200
0,627	0,541	0,475	0,412	0,355	0,306	0,254	0,227	0,200	0,173	0,151	0,131	0,111
7370	9328	11516	14446	18283	23221	29481	37312	46064	57782	71975	90285	117923
0,635	0,548	0,48	0,417	0,359	0,31	0,267	0,23	0,202	0,175	0,153	0,138	0,112
7415	9385	11587	14534	18395	23363	29662	37541	46306	58137	72416	90839	118647
0,642	0,554	0,486	0,422	0,364	0,313	0,27	0,233	0,204	0,177	0,155	0,134	0,113
7461	9442	11657	14623	18507	23506	29843	37769	46629	58491	72858	91392	119370
0,649	0,56	0,491	0,426	0,368	0,317	0,273	0,236	0,207	0,179	0,156	0,136	0,115
7506	9500	11728	14711	18619	23648	30023	37998	46912	58840	73299	91947	120094
0,657	0,567	0,497	0,431	0,372	0,32	0,276	0,238	0,209	0,181	0,158	0,137	0,116
7551	9557	11799	14800	18731	23791	30204	38227	47194	59200	73741	92500	120817
0,665	0,574	0,503	0,437	0,377	0,324	0,279	0,241	0,212	0,184	0,16	0,139	0,118
7596	9614	11869	14889	18844	23933	30385	38456	47477	59555	74183	93055	121541
0,672	0,58	0,508	0,411	0,381	0,328	0,282	0,244	0,214	0,186	0,162	0,14	0,119
7642	9671	11940	14977	18956	24076	30566	38685	47759	59909	74624	93606	122264
0,679	0,586	0,514	0,446	0,385	0,332	0,286	0,246	0,216	0,188	0,164	0,142	0,12
7687	9729	12011	15066	19068	24218	30747	38914	48042	60264	75066	94162	122988
0,688	0,594	0,52	0,452	0,39	0,336	0,289	0,249	0,219	0,19	0,166	0,144	0,122
7732	9786	12081	15155	19180	24360	30928	39143	48325	60618	75507	94716	123711
0,695	0,6	0,526	0,456	0,394	0,339	0,292	0,252	0,221	0,192	0,167	0,145	0,123
7777	9843	12152	15243	19292	24503	31109	39372	48607	60973	75949	95270	124434
0,703	0,606	0,532	0,461	0,398	0,343	0,295	0,255	0,224	0,194	0,169	0,147	0,124
7822	9900	12222	15332	19404	24645	31289	39601	48890	61327	76390	95524	125158
0,711	0,613	0,538	0,466	0,403	0,347	0,299	0,253	0,226	0,196	0,171	0,148	0,126
7868	9957	12293	15420	19517	24788	31470	39829	49172	61682	76832	96378	125881
0,719	0,62	0,544	0,472	0,407	0,351	0,302	0,261	0,229	0,198	0,173	0,15	0,127
7913	10015	12364	15509	19629	24930	31651	40059	49455	62036	77273	96932	126605
0,727	0,627	0,55	0,477	0,412	0,355	0,305	0,264	0,231	0,201	0,175	0,152	0,128
7958	10072	12434	15598	19741	25073	31832	40287	49738	62391	77715	97486	127328
0,734	0,634	0,555	0,482	0,416	0,358	0,308	0,266	0,234	0,203	0,177	0,153	0,130
8003	10129	12505	15686	19853	25215	32013	40516	50020	62745	78157	98040	128052
0,742	0,64	0,561	0,487	0,42	0,362	0,312	0,269	0,236	0,205	0,179	0,155	0,131
8048	10186	12576	15775	19965	25357	32194	40745	50303	63100	78598	98593	128775
0,751	0,648	0,568	0,493	0,425	0,366	0,315	0,272	0,239	0,207	0,181	0,157	0,133
8094	10244	12646	15864	20077	25500	32375	40974	50585	63454	79040	99147	129499
0,758	0,654	0,574	0,498	0,43	0,37	0,319	0,275	0,241	0,209	0,183	0,158	0,134
8139	10301	12717	15952	20190	25643	32556	41203	50868	63809	79481	99701	130222
0,767	0,662	0,58	0,503	0,435	0,374	0,322	0,278	0,244	0,212	0,185	0,16	0,136
8184	10358	12788	16041	20302	25785	32736	41432	51151	64163	79923	100255	130946
0,775	0,668	0,586	0,508	0,439	0,378	0,325	0,281	0,246	0,214	0,187	0,162	0,137
8229	10415	12858	16129	20414	25927	32917	41661	51433	64518	80364	100809	131669
0,783	0,676	0,593	0,514	0,444	0,382	0,329	0,284	0,249	0,216	0,189	0,164	0,138
8275	10472	12929	16218	20526	26070	33098	41890	51716	64872	80806	101363	132392
0,791	0,683	0,599	0,519	0,448	0,386	0,332	0,287	0,252	0,218	0,191	0,165	0,14
8320	10530	13000	16307	20638	26212	33279	42119	51998	65227	81248	101917	133116
0,8	0,69	0,605	0,525	0,453	0,390	0,336	0,29	0,254	0,221	0,193	0,167	0,141
8365	10587	13070	16395	20750	26355	33460	42348	52281	65581	81689	102471	133839
0,808	0,697	0,611	0,53	0,458	0,394	0,339	0,293	0,257	0,223	0,195	0,169	0,143
8410	10644	13141	16484	20862	26497	33641	42577	52564	65935	82131	103026	134563
0,816	0,705	0,618	0,536	0,463	0,398	0,343	0,296	0,26	0,225	0,197	0,171	0,144
8455	10701	13211	16573	20975	26640	33822	42805	52846	66290	82572	103579	135285
0,825	0,712	0,624	0,541	0,467	0,402	0,347	0,299	0,262	0,228	0,199	0,172	0,146

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
21,62	18,8	531 4,72	643 4,19	830 3,57	1041 3,1	1361 2,62	1721 2,26	2125 1,98	2690 1,71	3321 1,5	4165 1,3	5272 1,12	6696 0,968
21,85	18,9	534 4,76	646 4,23	835 3,6	1047 3,13	1367 2,64	1731 2,28	2137 2	2704 1,73	3338 1,51	4187 1,31	5300 1,13	6731 0,978
22,08	19	537 4,81	650 4,27	839 3,64	1052 3,16	1375 2,67	1740 2,31	2148 2,02	2718 1,75	3356 1,53	4210 1,33	5328 1,15	6767 0,988
22,31	19,1	540 4,86	653 4,31	843 3,67	1058 3,19	1382 2,7	1749 2,33	2159 2,04	2733 1,76	3374 1,54	4232 1,34	5356 1,16	6802 0,997
22,55	19,2	543 4,91	657 4,35	848 3,71	1064 3,22	1389 2,72	1758 2,35	2170 2,06	2747 1,78	3391 1,56	4254 1,85	5384 1,17	6838 1,01
22,78	19,3	545 4,95	660 4,4	852 3,75	1069 3,25	1396 2,75	1767 2,38	2182 2,08	2761 1,8	3409 1,58	4276 1,37	5412 1,18	6874 1,02
23,02	19,4	548 5	663 4,44	857 3,79	1075 3,28	1404 2,78	1776 2,4	2193 2,1	2775 1,82	3427 1,59	4298 1,38	5440 1,19	6909 1,03
23,26	19,5	551 5,05	667 4,49	861 3,82	1080 3,32	1411 2,81	1786 2,43	2204 2,12	2790 1,83	3444 1,61	4320 1,4	5468 1,2	6945 1,04
23,5	19,6	554 5,1	670 4,53	866 3,86	1086 3,35	1418 2,83	1795 2,45	2216 2,14	2804 1,85	3462 1,62	4343 1,41	5496 1,22	6980 1,05
23,74	19,7	557 5,15	674 4,57	870 3,9	1091 3,38	1425 2,86	1804 2,47	2227 2,16	2818 1,87	3480 1,64	4365 1,42	5524 1,23	7016 1,08
23,98	19,8	560 5,2	677 4,62	874 3,94	1097 3,41	1432 2,89	1813 2,5	2238 2,18	2833 1,89	3497 1,65	4387 1,44	5552 1,24	7052 1,07
24,22	19,9	562 5,25	681 4,66	879 3,98	1102 3,45	1440 2,92	1822 2,52	2250 2,2	2847 1,91	3515 1,67	4409 1,45	5580 1,25	7087 1,08
24,46	20	565 5,31	684 4,71	883 4,02	1108 3,48	1447 2,95	1831 2,55	2261 2,22	2861 1,93	3533 1,69	4431 1,47	5608 1,26	7123 1,09
24,71	20,1	568 5,36	687 4,75	888 4,05	1113 3,52	1454 2,97	1840 2,57	2272 2,25	2876 1,94	3550 1,7	4453 1,48	5636 1,28	7159 1,1
24,96	20,2	571 5,41	691 4,8	892 4,09	1119 3,55	1461 3	1850 2,6	2283 2,27	2890 1,96	3568 1,72	4475 1,49	5664 1,29	7194 1,11
25,2	20,3	574 5,46	694 4,84	896 4,13	1124 3,58	1469 3,03	1859 2,62	2295 2,29	2904 1,98	3585 1,74	4498 1,51	5692 1,3	7230 1,12
25,45	20,4	577 5,51	698 4,89	901 4,17	1130 3,62	1477 3,06	1868 2,64	2306 2,31	2919 2	3603 1,75	4520 1,52	5720 1,31	7265 1,13
25,7	20,5	579 5,56	701 4,93	905 4,21	1135 3,65	1483 3,09	1877 2,67	2317 2,33	2933 2,02	3621 1,77	4542 1,53	5748 1,32	7301 1,14
25,95	20,6	582 5,61	704 4,98	910 4,25	1141 3,69	1490 3,12	1886 2,69	2329 2,35	2947 2,04	3638 1,79	4564 1,55	5776 1,34	7337 1,15
26,21	20,7	585 5,66	708 5,03	914 4,29	1147 3,72	1498 3,15	1895 2,72	2340 2,37	2961 2,06	3656 1,8	4586 1,56	5804 1,35	7372 1,16
26,46	20,8	588 5,72	711 5,08	918 4,33	1152 3,75	1505 3,18	1905 2,74	2351 2,4	2976 2,08	3674 1,82	4608 1,58	5833 1,36	7408 1,17
26,72	20,9	591 5,78	715 5,13	923 4,37	1158 3,79	1512 3,21	1914 2,77	2363 2,42	2990 2,1	3691 1,84	4631 1,59	5861 1,38	7443 1,19
26,97	21	594 5,82	718 5,17	927 4,41	1163 3,82	1519 3,23	1923 2,79	2374 2,44	3004 2,11	3709 1,85	4653 1,61	5889 1,39	7479 1,2
27,23	21,1	596 5,88	722 5,22	932 4,45	1169 3,86	1527 3,26	1932 2,82	2385 2,46	3019 2,13	3727 1,87	4675 1,62	5917 1,4	7515 1,21
27,49	21,2	599 5,93	725 5,26	936 4,49	1174 3,89	1534 3,29	1941 2,85	2396 2,49	3033 2,15	3744 1,89	4697 1,64	5945 1,41	7550 1,22
27,75	21,3	602 5,99	728 5,31	941 4,53	1180 3,93	1541 3,32	1950 2,87	2408 2,51	3047 2,17	3762 1,9	4719 1,65	5973 1,43	7586 1,23
28,01	21,4	605 6,04	732 5,36	945 4,57	1185 3,96	1548 3,35	1959 2,9	2419 2,53	3062 2,19	3780 1,92	4741 1,67	6001 1,44	7622 1,24
28,27	21,5	608 6,09	735 5,41	949 4,61	1191 4	1555 3,38	1969 2,92	2430 2,55	3076 2,21	3797 1,94	4764 1,68	6029 1,45	7657 1,25
28,53	21,6	610 6,15	739 5,46	954 4,65	1196 4,04	1563 3,41	1978 2,95	2442 2,58	3090 2,23	3815 1,96	4786 1,7	6057 1,47	7693 1,26
28,8	21,7	613 6,2	742 5,51	958 4,69	1202 4,07	1570 3,44	1987 2,98	2453 2,6	3105 2,25	3833 1,97	4808 1,71	6085 1,48	7728 1,27
29,07	21,8	616 6,26	745 5,56	963 4,74	1208 4,11	1577 3,47	1996 3	2464 2,62	3119 2,27	3850 1,99	4830 1,73	6113 1,49	7764 1,29
29,33	21,9	619 6,31	749 5,6	967 4,77	1213 4,14	1584 3,5	2005 3,03	2476 2,65	3133 2,29	3868 2,01	4852 1,74	6141 1,5	7800 1,3

Продолжение

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
8501	10759	13282	16661	21087	26782	34002	43034	53129	66645	83014	104132	136010
0,834	0,719	0,631	0,547	0,472	0,407	0,35	0,302	0,265	0,23	0,201	0,174	0,147
8546	10816	13353	16750	21199	26925	34183	43263	53411	66999	83455	104686	136733
0,842	0,726	0,687	0,553	0,477	0,411	0,354	0,305	0,268	0,232	0,203	0,176	0,149
8591	10873	13424	16838	21311	27067	34364	43492	53694	67354	83897	105240	137457
0,851	0,734	0,644	0,558	0,482	0,415	0,357	0,308	0,271	0,235	0,205	0,178	0,15
8636	10930	13494	16927	21423	27209	34545	43721	53977	67708	84338	105794	138180
0,859	0,741	0,65	0,564	0,485	0,419	0,361	0,311	0,273	0,237	0,207	0,179	0,152
8681	10987	13565	17016	21535	27352	384726	43950	54259	68063	84700	106348	138904
0,867	0,748	0,656	0,569	0,491	0,423	0,364	0,315	0,276	0,239	0,209	0,181	0,153
8727	11045	13635	17104	21648	27495	34907	44179	54542	68417	85222	106901	139627
0,876	0,756	0,663	0,575	0,496	0,427	0,368	0,318	0,279	0,242	0,211	0,183	0,155
8772	11102	13706	17193	21760	27637	35088	44408	54824	68772	85663	107456	140350
0,885	0,763	0,669	0,581	0,501	0,432	0,372	0,321	0,281	0,244	0,213	0,185	0,156
8817	11159	13776	17282	21872	27779	35268	44637	55107	69126	86105	108010	141074
0,894	0,771	0,676	0,587	0,506	0,436	0,375	0,324	0,284	0,247	0,215	0,187	0,158
8862	11216	13847	17370	21984	27922	35449	44866	55490	69481	86546	108564	141797
0,902	0,779	0,683	0,592	0,511	0,44	0,379	0,327	0,287	0,249	0,217	0,188	0,159
8908	11274	13918	17459	22096	28064	35630	45094	55672	69835	86988	109118	142520
0,911	0,786	0,689	0,598	0,516	0,445	0,383	0,33	0,29	0,252	0,219	0,190	0,161
8953	11331	13989	17547	22208	28207	35811	45323	55955	70190	87429	109671	143244
0,919	0,793	0,696	0,604	0,521	0,449	0,386	0,333	0,292	0,254	0,221	0,192	0,163
8998	11388	14059	17636	22321	28349	35992	45552	56237	70544	87871	110225	143968
0,929	0,802	0,703	0,61	0,526	0,453	0,39	0,337	0,295	0,256	0,224	0,194	0,164
9043	11445	14130	17725	22433	28492	36173	45781	56520	70899	88313	110779	144691
0,938	0,81	0,71	0,616	0,531	0,458	0,394	0,34	0,298	0,259	0,226	0,196	0,166
9088	11503	14201	17813	22545	28634	36334	46010	56803	71253	88754	111333	145415
0,947	0,817	0,716	0,622	0,536	0,462	0,398	0,343	0,301	0,261	0,228	0,198	0,167
9134	11560	14271	17902	22657	28777	36535	46239	57085	71608	89196	111887	146138
0,956	0,825	0,723	0,628	0,542	0,467	0,402	0,347	0,304	0,264	0,230	0,2	0,169
9179	11617	14342	17991	22769	28919	36715	46468	57368	71962	89637	112441	146862
0,965	0,833	0,73	0,633	0,547	0,471	0,405	0,35	0,307	0,266	0,232	0,202	0,171
9224	11674	14413	18079	22881	29062	36896	46697	57650	72317	90079	112995	147585
0,974	0,841	0,737	0,639	0,552	0,475	0,409	0,353	0,31	0,269	0,235	0,203	0,172
9269	11731	14483	18168	22994	29204	37077	46926	57933	72671	90520	113549	148308
0,983	0,848	0,744	0,645	0,557	0,479	0,413	0,356	0,313	0,271	0,237	0,205	0,174
9314	11789	14554	18256	23106	29346	37258	47155	58216	73026	90962	114103	149032
0,992	0,856	0,751	0,651	0,562	0,484	0,417	0,36	0,316	0,274	0,239	0,207	0,175
9360	11849	14625	18345	23218	29489	37439	47384	58498	73380	91403	114656	149755
1	0,864	0,758	0,657	0,567	0,489	0,421	0,363	0,319	0,277	0,241	0,209	0,177
9405	11903	14695	18434	23330	29631	37620	47612	58731	73735	91845	115210	150479
1,01	0,373	0,765	0,664	0,573	0,493	0,425	0,367	0,322	0,279	0,243	0,211	0,179
9450	11960	14766	18522	23442	29774	37801	47841	59063	74089	92287	115764	151202
1,02	0,881	0,773	0,67	0,578	0,498	0,429	0,37	0,325	0,282	0,216	0,213	0,180
9495	12018	14837	18611	23554	29916	37981	48070	59346	74443	92728	116318	151926
1,03	0,888	0,779	0,676	0,583	0,502	0,433	0,373	0,327	0,284	0,248	0,215	0,182
9541	12075	14907	18700	23667	30059	38162	48299	59629	74798	93170	116872	152649
1,04	0,897	0,786	0,682	0,589	0,507	0,437	0,377	0,331	0,287	0,25	0,217	0,184
9586	12132	14978	18788	23779	30201	38343	48528	59911	75153	93611	117426	153373
1,05	0,905	0,793	0,688	0,594	0,511	0,441	0,38	0,334	0,289	0,252	0,219	0,185
9631	12189	15048	18877	23891	30343	38524	48757	60194	75507	94053	117980	154096
1,06	0,913	0,801	0,695	0,6	0,516	0,445	0,384	0,337	0,292	0,255	0,221	0,187
9676	12246	15119	18965	24003	30486	38705	48986	60476	75862	94494	118534	154820
1,07	0,921	0,808	0,701	0,605	0,591	0,449	0,387	0,34	0,295	0,257	0,223	0,189
9721	12304	15190	19054	24115	30629	38886	49215	60759	76216	94936	119088	155543
1,08	0,93	0,815	0,707	0,61	0,526	0,453	0,391	0,343	0,297	0,259	0,225	0,190
9767	12361	15260	19143	24227	30771	39067	49444	61042	76571	95378	119642	156265
1,09	0,938	0,822	0,714	0,616	0,53	0,457	0,394	0,346	0,3	0,262	0,227	0,192
9812	12418	15331	19231	24340	30914	39247	49673	61324	76925	95819	120195	156990
1,1	0,946	0,83	0,72	0,621	0,535	0,461	0,398	0,349	0,303	0,264	0,229	0,194
9857	12475	15402	19320	24452	31056	39428	49902	61607	77280	96261	120749	157713
1,11	0,955	0,837	0,727	0,627	0,54	0,465	0,401	0,352	0,306	0,267	0,231	0,196
9902	12533	15472	19409	24564	31198	39609	50130	61889	77634	96702	121303	158436
1,12	0,963	0,844	0,732	0,632	0,544	0,469	0,405	0,355	0,308	0,269	0,233	0,197

$\frac{v^2\gamma}{2g}$, кгс/м^2	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м^3/ч (верхняя строка) и потери давления на трение,											
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355
29,6	22	622 6,37	752 5,65	971 4,82	1219 4,18	1592 3,54	2014 3,06	2487 2,67	3147 2,31	3886 2,03	4874 1,76	6169 1,52	7835 1,31
29,87	22,1	625 6,43	756 5,7	976 4,86	1224 4,22	1599 3,57	2024 3,08	2498 2,69	3162 2,33	3903 2,04	4896 1,77	6197 1,53	7871 1,32
30,14	22,2	627 0,48	759 5,75	980 4,9	1230 4,25	1606 3,6	2033 3,11	2510 2,72	3176 2,35	3921 2,06	4919 1,79	6225 1,54	7906 1,33
30,41	22,3	630 6,54	763 5,8	985 4,95	1235 4,29	1613 3,63	2042 3,14	2521 2,74	3190 2,37	3939 2,08	4941 1,8	6253 1,56	7942 1,34
30,69	22,4	633 6,59	766 5,85	989 4,99	1241 4,33	1621 3,66	2051 3,16	2532 2,76	3205 2,39	3956 2,1	4963 1,82	6281 1,57	7978 1,35
30,96	22,5	636 6,65	769 5,9	994 5,03	1246 4,36	1628 3,69	2060 3,19	2543 2,79	3219 2,41	3974 2,11	4985 1,84	6309 1,58	8013 1,37
31,24	22,6	639 6,71	773 5,95	998 5,08	1252 4,4	1635 3,72	2069 3,22	2555 2,81	3233 2,43	3992 2,13	5007 1,85	6337 1,6	8049 1,38
31,52	22,7	642 6,76	776 6	1002 5,12	1257 4,44	1642 3,76	2079 3,25	2566 2,84	3248 2,45	4009 2,15	5029 1,87	6365 1,61	8085 1,39
31,79	22,8	644 6,82	780 6,05	1007 5,16	1263 4,48	1650 3,79	2088 3,27	2577 2,86	3262 2,47	4027 2,17	5052 1,88	6393 1,63	8120 1,4
32,07	22,9	647 6,88	783 6,1	1011 5,2	1268 4,51	1657 3,82	2097 3,3	2589 2,88	3276 2,49	4045 2,19	5074 1,9	6421 1,64	8156 1,41
32,35	23	650 6,94	787 6,16	1016 5,25	1274 4,55	1664 3,85	2106 3,33	2600 2,91	3291 2,52	4062 2,21	5096 1,91	6449 1,65	8191 1,42
32,64	23,1	653 7	790 6,21	1020 5,29	1280 4,59	1671 3,88	2115 3,36	2611 2,93	3305 2,54	4080 2,23	5118 1,93	6477 1,67	8227 1,44
32,92	23,2	656 7,05	793 6,26	1024 5,34	1285 4,63	1678 3,92	2124 3,38	2623 2,96	3319 2,56	4098 2,24	5140 1,95	6506 1,68	8263 1,45
33,20	23,3	659 7,11	797 6,31	1029 5,38	1291 4,67	1686 3,95	2133 3,41	2634 2,98	3333 2,58	4115 2,26	5162 1,96	6534 1,69	8298 1,46
33,49	23,4	661 7,17	800 6,37	1033 5,43	1296 4,71	1693 3,98	2143 3,44	2645 3,01	3348 2,6	4133 2,28	5184 1,98	6562 1,71	8334 1,47
33,78	23,5	664 7,23	804 6,42	1037 5,47	1302 4,75	1700 4,01	2152 3,47	2656 3,03	3362 2,62	4151 2,3	5207 2	6590 1,72	8369 1,48
34,06	23,6	667 7,29	807 6,47	1042 5,51	1307 4,78	1707 4,05	2161 3,5	2668 3,06	3376 2,64	4168 2,32	5229 2,01	6618 1,74	8405 1,5
34,35	23,7	670 7,35	810 6,52	1047 5,56	1313 4,83	1715 4,08	2170 3,53	2679 3,08	3391 2,67	4186 2,34	5251 2,03	6646 1,75	8441 1,51
34,64	23,8	673 7,41	814 6,57	1051 5,6	1318 4,86	1722 4,11	2179 3,55	2690 3,1	3405 2,69	4204 2,36	5273 2,04	6674 1,76	8476 1,52
34,94	23,9	675 7,47	817 6,63	1055 5,65	1324 4,9	1729 4,15	2188 3,58	2702 3,13	3419 2,71	4221 2,38	5295 2,06	6702 1,78	8512 1,53
35,23	24	678 7,53	821 6,69	1060 5,7	1329 4,94	1736 4,18	2198 3,61	2713 3,16	3434 2,73	4239 2,4	5317 2,08	6730 1,79	8548 1,55
35,52	24,1	681 7,59	824 6,73	1064 5,74	1335 4,98	1744 4,21	2207 3,64	2724 3,18	3448 2,75	4257 4,41	5340 2,09	6758 1,81	8583 1,56
35,82	24,2	684 7,65	828 6,79	1069 5,79	1340 5,02	1751 4,25	2216 3,67	2736 3,21	3462 2,78	4274 2,43	5362 2,11	6786 1,82	8619 1,57
36,11	24,3	687 7,71	831 6,85	1073 5,84	1346 5,06	1758 4,28	2225 3,7	2747 3,23	2477 2,8	4292 2,45	5384 2,13	6814 1,84	8654 1,58
36,41	24,4	690 7,77	834 6,9	1077 5,88	1352 5,1	1765 4,31	2234 3,73	2758 3,26	3491 2,82	4310 2,47	5406 2,14	6842 1,85	8690 1,6
36,71	24,5	692 7,83	838 6,95	1082 5,93	1357 5,14	1773 4,35	2243 3,76	2770 3,28	3503 2,34	4327 2,49	5428 2,16	6870 1,87	8726 1,61
37,01	24,6	695 7,9	841 7,01	1086 5,98	1363 5,18	1780 4,39	2252 3,79	2781 3,31	3518 2,87	4345 2,51	5450 2,18	6898 1,88	8761 1,62
37,31	24,7	698 7,96	845 7,06	1091 6,02	1368 5,22	1787 4,42	2262 3,82	2792 3,33	3532 2,89	4363 2,53	5472 2,2	6926 1,9	8797 1,63
37,62	24,8	701 8,02	848 7,12	1095 6,07	1374 5,26	1704 4,45	2271 3,85	2803 3,36	3546 2,91	4380 2,55	5495 2,21	6954 1,91	8832 1,65
37,92	24,9	704 8,08	851 7,17	1100 6,11	1379 5,3	1801 4,48	2280 3,88	3815 3,39	3561 2,93	4398 2,57	5517 2,23	6982 1,92	8868 1,66
38,23	25	707 844	855 7,23	1104 6,16	1385 5,35	1809 4,52	2289 3,91	2826 3,41	3575 2,95	4416 2,59	5539 2,25	7010 1,94	8904 1,67

Продолжение

кгс/м^2 на 1 м (нижняя строка) воздуховода при внутренних диаметрах, мм

400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600
9948	12590	15543	19497	24676	31341	39790	50359	62172	77989	97144	121857	159160
1,13	0,972	0,852	0,739	0,638	0,549	0,473	0,408	0,358	0,311	0,271	0,235	0,199
9993	12647	15614	19586	24788	31483	39971	50588	62455	78343	97585	122411	159854
1,14	0,981	0,86	0,746	0,644	0,554	0,477	0,412	0,361	0,314	0,274	0,237	0,201
10038	12704	15684	19674	24900	31626	40152	50817	62737	78698	98027	122965	160607
1,15	0,988	0,866	0,752	0,649	0,559	0,481	0,415	0,364	0,316	0,276	0,239	0,202
10083	12762	15755	19763	25013	31768	40333	51046	63020	79052	98468	123520	161331
1,16	0,997	0,874	0,759	0,655	0,564	0,486	0,419	0,368	0,319	0,278	0,241	0,204
10128	12819	15826	19852	25125	31911	40514	51275	63302	79407	98910	124073	162054
1,17	1,01	0,882	0,765	0,66	0,569	0,49	0,423	0,371	0,322	0,281	0,243	0,206
10174	12876	15896	19940	25237	32053	40694	51504	63585	79761	99352	124627	162054
1,18	1,01	0,889	0,772	0,666	0,573	0,494	0,426	0,374	0,325	0,283	0,246	0,208
10219	12933	15967	20029	25349	32196	40875	51733	63868	80116	99793	125180	163501
1,19	1,02	0,897	0,779	0,672	0,579	0,498	0,430	0,377	0,327	0,286	0,248	0,21
10264	12990	16038	20118	25461	32338	41056	51962	64180	80470	100235	125734	164225
1,2	1,03	0,905	0,785	0,677	0,583	0,502	0,434	0,38	0,33	0,288	0,25	0,211
10309	13048	16108	20206	25573	32481	41237	52191	64433	80825	100676	126288	164948
1,21	1,04	0,912	0,792	0,683	0,588	0,507	0,437	0,384	0,333	0,29	0,252	0,213
10354	13105	16179	20295	25686	32623	41418	52420	64715	81179	101118	126842	165671
1,22	1,05	0,920	0,798	0,689	0,593	0,511	0,441	0,387	0,336	0,293	0,254	0,215
10400	13162	16250	20383	25798	32765	41599	52648	64998	81533	101559	127390	166395
1,23	1,06	0,928	0,805	0,695	0,598	0,515	0,445	0,39	0,339	0,295	0,256	0,217
10445	13219	16320	20472	25910	32908	41780	52877	65281	81888	102001	127950	167118
1,24	1,07	0,936	0,812	0,701	0,603	0,52	0,449	0,393	0,342	0,298	0,258	0,219
10490	13277	16391	20561	26022	33050	41960	53106	65563	82242	102443	128504	167842
1,25	1,08	0,943	0,818	0,706	0,608	0,524	0,452	0,397	0,344	0,30	0,26	0,22
10535	13334	16461	20649	26134	33193	42141	53335	65846	82597	102884	129058	168565
1,26	1,09	0,951	0,825	0,712	0,613	0,528	0,456	0,4	0,347	0,303	0,263	0,222
10581	13391	16532	20738	26246	33335	42322	53564	66128	82951	103326	129612	169289
1,27	1,09	0,959	0,832	0,718	0,619	0,533	0,46	0,403	0,35	0,305	0,265	0,224
10626	13448	16603	20826	26359	33478	42503	53793	66411	83306	103767	130166	170012
1,28	1,10	0,967	0,839	0,724	0,624	0,537	0,463	0,407	0,353	0,308	0,267	0,226
10671	13505	16673	20915	26471	33620	42684	54022	66694	83660	104209	130719	170736
1,29	1,11	0,975	0,846	0,73	0,629	0,541	0,467	0,41	0,355	0,31	0,269	0,228
10716	13564	16744	21004	26583	33763	42865	54251	66976	84015	104650	131273	171459
1,3	1,12	0,983	0,853	0,736	0,634	0,546	0,471	0,413	0,359	0,313	0,271	0,23
10761	13620	16815	21092	26695	33905	43045	54479	67259	84369	105092	131827	172183
1,31	1,13	0,99	0,859	0,742	0,639	0,55	0,475	0,416	0,362	0,315	0,273	0,231
10807	13677	16885	21181	26807	34047	43226	54709	67541	84724	105533	132381	172906
1,32	1,14	0,999	0,867	0,748	0,644	0,555	0,479	0,42	0,365	0,318	0,276	0,233
10852	13734	16956	21270	26919	34190	43407	54937	67824	85078	105976	132953	173629
1,33	1,15	1,01	0,874	0,755	0,65	0,56	0,483	0,424	0,368	0,321	0,278	0,235
10897	13792	17027	21358	27032	34333	43588	55166	68107	85433	106416	133489	174353
1,34	1,16	1,01	0,881	0,76	0,655	0,564	0,486	0,427	0,37	0,323	0,28	0,237
10942	13829	17091	21447	27144	34475	43769	55395	68389	85787	106858	134042	175076
1,35	1,17	1,02	0,888	0,766	0,66	0,568	0,49	0,43	0,374	0,326	0,283	0,239
10987	13906	17168	21535	27256	34617	43950	55624	68672	86142	107300	134597	175800
1,36	1,18	1,03	0,895	0,772	0,665	0,573	0,494	0,434	0,376	0,328	0,285	0,241
11033	13963	17239	21624	27368	34760	44131	55823	68954	86496	107741	135151	176523
1,37	1,19	1,04	0,902	0,778	0,670	0,577	0,498	0,437	0,379	0,331	0,287	0,243
11078	14020	17309	21713	27480	34902	44312	56082	69237	86851	108183	135705	177246
1,38	1,2	1,05	0,909	0,785	0,676	0,582	0,502	0,441	0,382	0,333	0,289	0,245
11123	14078	17380	21809	27592	35045	44493	56311	69520	87205	108624	136258	177970
1,4	1,2	1,06	0,917	0,791	0,681	0,587	0,506	0,444	0,386	0,336	0,292	0,247
11168	14135	17451	21890	27704	35187	44673	56540	69802	87560	109066	136812	178694
1,41	1,21	1,06	0,923	0,797	0,686	0,591	0,51	0,447	0,388	0,339	0,294	0,249
11214	14192	17521	21979	27817	35330	44854	56769	70085	87914	109508	137366	179417
1,42	1,22	1,07	0,931	0,803	0,692	0,596	0,514	0,451	0,392	0,341	0,296	0,251
11259	14249	17592	22067	27929	35472	45035	56998	70367	88269	109949	137920	180141
1,43	1,23	1,03	0,937	0,809	0,697	0,6	0,518	0,454	0,394	0,344	0,298	0,252
11304	14307	17663	22156	28041	35615	45216	57227	70650	88623	110391	138474	180864
1,44	1,24	1,09	0,945	0,816	0,702	0,605	0,522	0,458	0,397	0,347	0,301	0,254

4.8. ПАСПОРТ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Министерство_____
(наименование организации)

П А С П О Р Т
вентиляционной установки

Объект_____
Зона_____
Отделение_____

А. Общие сведения
1. Назначение вентустановки _____
2. Местонахождение оборудования вентустановки _____
Б. Технические сведения об оборудовании вентустановки

1. Вентилятор

Данные	Тип	№	$D_{всасыв. отверст.}$, мм	Размер выхлопного отверстия, мм	Производительность, $м^3/с$	Полное давление, Па	Диаметр шкива, мм	Частота вращения, $мин^{-1}$
По проекту								
В натуре								
Примечание.								

2. Электродвигатель

Данные	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, $мин^{-1}$	*D* шкива, мм	Вид передачи
По проекту					
В натуре					
Примечание.					

3. Калориферная установка

Данные	Тип, модель или размеры, мм	Количество	Схема установки	Сопротивление по воздуху, Па	Параметры теплоносителя		Теплопроизводительность при расчетной температуре, ккал/ч	Коэффициент теплопередачи, $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot °C)$
					пар	вода		
По проекту								
В натуре								
Примечание.								

4. Пылеочистное устройство

Данные	Наименование	№	Количество	Производительность, $м^3/ч$	Величина подсоса (выбив), $м^3/ч$	Сопротивление, Па
По проекту						
В натуре						
Примечание.						

Справочник по гидравлике

5. Увлажнительное устройство

Данные	Насос				Электродвигатель			Распылители	
	Тип	Производительность, $м^3/ч$	Давление перед форсунками	Частота вращения, $мин^{-1}$	Тип	Мощность, Вт	Частота вращения, $мин^{-1}$	Тип	Количество
По проекту									
В натуре									
Примечание.									

6. Калориферные установки зональных подогревателей (охладителей)

Данные	Тип, модель, размеры мм	Количество	Схема установки	Сопротивление по воздуху, Па	Параметры теплоносителя	Теплопроизводительность при расчетной температуре, ккал/ч	Коэффициент теплопередачи, ккал/($м^2 \cdot ч \cdot {}^oC$)
По проекту							
В натуре							
По проекту							
В натуре							
По проекту							
В натуре							

Количество приточного (удаляемого) воздуха по обслуживаемым помещениям

№ п/п	№ помещения	Наименование помещения	Количество воздуха,$м^3/ч$		% неувязки	Примечание
			проектное	фактическое		

Подписи исполнителей

4.9. ЖУРНАЛ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

ЖУРНАЛ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ
_____ЦЕХА (ОТДЕЛЕНИЯ)

Ответственный за установку

Условное обозначение установки	Простои				Дефекты, выявленные при эксплуатации		Подписи	
	Дата и час	Причина	Дата и часы	Характер работы	Дата и часы	Что выявлено и что предложено	Дежурного слесаря по вентиляции	Ответственного за установку

Примечания:

1. Журнал хранится у дежурного слесаря по вентиляции или энергетика (механика) цеха и передается из смены в смену.

2. Журнал предназначается для записи дежурным слесарем по вентиляции всех случаев простоя установки, обнаруженных дефектов и проведенных работ в своей смене.

3. При отсутствии простоев, нормальной работе установки и отсутствия дефектов в журнале никакие записи не производят.

Справочник по гидравлике

Нормативные документы к разделу 4

1. ГОСТ 10616-90 Вентиляторы радиальные и осевые. Размеры и параметры. – Взамен ГОСТ 10616-73.
2. ГОСТ 10921-90 Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. – Взамен ГОСТ 10921-74.
3. ГОСТ 11004-84Е Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия.
4. ГОСТ 11442-90 Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 11442-74.
5. ГОСТ 12.0.003-74 Система стандартов безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы.
6. ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности.
7. ГОСТ 12.1.004-91 Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность. Общие требования.
8. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
9. ГОСТ 12.1.007-76* ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности.
10. ГОСТ 12.1.008-76 Система стандартов безопасности труда. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности.
11. ГОСТ 12.1.023-80 Система стандартов безопасности труда. Шум. Методы установления значений шумовых характеристик стационарных машин.
12. ГОСТ 12.1.029-80 Система стандартов безопасности труда. Средства и методы защиты от шума. Классификация.
13. ГОСТ 12.1.036-81 Система стандартов безопасности труда. Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях.
14. ГОСТ 12.1.044-89 ССБТ. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения.
15. ГОСТ 12.2.028-84 Система стандартов безопасности труда Вентиляторы общего назначения. Методы определения шумовых характеристик.
16. ГОСТ 12.3.018-79 Система стандартов безопасности труда. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний.
17. ГОСТ 12.4.021-75 Система стандартов безопасности труда. Системы вентиляционные. Общие требования.
18. ГОСТ 17083-87 Электротепловентиляторы бытовые. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 17083-81.
19. ГОСТ 17083-87Е Электротепловентиляторы бытовые. Общие технические условия.
20. ГОСТ 2.780-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Кондиционеры рабочей среды, емкости гидравлические и пневматические. – Взамен ГОСТ 2.780-68 в части пп. 1,2, 18-25.
21. ГОСТ 21.106-78 Условные обозначения трубопроводов санитарно-технических систем.
22. ГОСТ 21.602-79 Отопление, вентиляция и кондиционирование. Рабочие чертежи.
23. ГОСТ 22270-76 Оборудование для кондиционирования воздуха, вентиляции и отопления. Термины и определения.
24. ГОСТ 22314-84Е Электрофены бытовые. Общие технические условия.
25. ГОСТ 24751-81 Оборудование воздухотехническое. Номинальные размеры поперечных сечений присоединений.
26. ГОСТ 24814-81 Вентиляторы крышные радиальные. Общие технические условия.
27. ГОСТ 24857-81 Вентиляторы крышные осевые. Общие технические условия.
28. ГОСТ 25453-89 Пневмоаппараты и кондиционеры рабочего газа. Условные проходы и присоединительные резьбы. – Взамен ГОСТ 25453-82.
29. ГОСТ 26548-85 Воздухонагреватели. Методы испытаний.
30. ГОСТ 26840-86 Установки электроручные вентиляторные ЭРВ 72-2, ЭРВ 72-3. Технические условия.
31. ГОСТ 26963-86 Кондиционеры бытовые автономные. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 19455-83.
32. ГОСТ 27570.13-88 Безопасность бытовых и аналогичных электрических приборов. Дополнительные требования к электровентиляторам и переключателям.
33. ГОСТ 27925-88 Характеристики рабочие и конструкция электрических вентиляторов и регуляторов скорости к ним.
34. ГОСТ 27925-88 Характеристики рабочие и конструкция электрических (МЭК 879-86) вентиляторов и регуляторов.
35. ГОСТ 5.1644-72 Вентиляторы осевые В04М. Требования к качеству аттестованной продукции.
36. ГОСТ 5.2050-73 Воздуходувка ТВ-80-1,6. Требования к качеству аттестованной продукции.
37. ГОСТ 5976-90 Вентиляторы радиальные общего назначения. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 5976-73.
38. ГОСТ 6625-85Е Вентиляторы шахтные местного проветривания. Технические условия.
39. ГОСТ 7402-84 Электровентиляторы бытовые. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 7402-78, ГОСТ 19131-73.
40. ГОСТ 9725-82Е Вентиляторы центробежные, дутьевые, котельные. Общие технические условия.
41. Р 51125-98 Оборудование бытовое для кондиционирования и очистки воздуха. Требования безопасности и методы испытаний.
42. Р МЭК 335-2-65-96 Безопасность бытовых и аналогичных электрических приборов. Дополнительные требования к электрическим приборам для очистки воздуха и методы испытаний.
43. РСТ РСФСР 198-88 Бытовое обслуживание населения. Кондиционеры воздуха бытовые отремонтированные. Общие технические условия. – Взамен РСТ РСФСР 198-82.
44. СТ СЭВ 3694-82 Кондиционеры электрические бытовые. Требования безопасности и методы испытаний.
45. СТ СЭВ 383-87 Пожарная безопасность в строительстве. Термины и определения.
46. СТ СЭВ 4486-84 Оборудование воздухотехническое. Кондиционеры воздуха. Ряды основных параметров.
47. СНиП 11-12-77. Защита от шума. – М.: Стройиздат, 1978. – 4.
48. СНиП 11-35-76. Котельные установки. Нормы проектирования. – М.: Стройиздат, 1977. – 49 с.
49. СНиП 2.01.01—82. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1983. – 136 с.
50. СНиП 2.01.02-85 (1991) Противопожарные нормы.
51. СНиП 2.04.01—85 Внутренний водопровод и канализация зданий / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 56 с.
52. СНиП 2.04.05—86. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 64 с.
53. СНиП 2.04.07-86. Тепловые сети / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР. 1987. – 48 с.
54. СНиП 2.04.08-87. Газоснабжение / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП г Госстроя СССР, 1988. – 64 с.
55. СНиП 2.09.02-85* Производственные здания.
56. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий (СН 245-71). – М.: Стройиздат, 1972. – 97 с.
57. НПБ 105-95 Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности.
58. НПБ 239-97 Воздуховоды. Методы испытания на огнестойкость.
59. НПБ 240-97 Противодымная защита зданий и сооружений. Методы приемо-сдаточных и периодических испытаний.
60. Пособие 13.91 к СНИП 2.04.05-91 Противопожарные требования к системам вентиляции, отопления и кондиционирования.

Справочник по гидравлике

Литература к четвертому разделу

1. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 283 с.
2. Альтшуль А.Д., Животновский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1987. 414 с.
3. Аптекарь М.И., Форберштейн А.И. Судовые вентиляторы. Л.: Судостроение, 1971. 184 с.
4. Батурин В.В. Основы промышленной вентиляции. М.: Профиздат, 1965. 608 с.
5. Богословский В. Н. и др. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов. М.: Стройиздат, 1980. 295 с.
6. Богословский В. Н. и др. Внутренние санитарно-технические устройства. В двух частях. Под ред. И.Г. Староверова Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Справочник проектировщика. М.: Стройиздат, 1977. 502 с.
7. Брусиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ: Справочное пособие. М.: Недра, 1978. 198 с.
8. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.
9. Бруссиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. Справочное пособие. М.: Недра, 1984. 240 с.
10. Варягин К.Ю. Справочное руководство по вентиляции газифицированных зданий. М.: Стройиздат, 1970. 225 с.
11. Вахвахов Г.Г. Энергоснабжение и надежность вентиляторных установок М.: Стройиздат, 1989. 173 с.
12. Вахвахов Г.Г. Работа вентилятора в сети М.: Стройиздат, 1975. 101 с.
13. Вентиляторы: Каталог-справочник М.: ЦНИИТЭ Строймаш, 1977. 90 с.
14. Волчаков Э.П. Пристенные газовые завесы. Новосибирск: Наука, 1983. 240 с.
15. Галимзянов Ф.Т. Вентиляторы: Атлас конструкций М.: Машиностроение, 1968. 167 с.
16. Гинзбург Э.Я. Расчет отопительных и вентиляционных систем с помощью ЭВМ. М.: Стройиздат, 1979. 183 с.
17. Грудзинский М. М. и др. Отопительно-вентиляционные системы зданий повышенной этажности. М.: Стройиздат, 1982. 257 с.
18. Демидов А.А. Инженерная графика. Чертежи систем отопления, вентиляции и кондиционирования: Методическое пособие. Харьков, 1988. 28 с.
19. Дроздов Е.В. Отопление и вентиляция. Ч. 2. Вентиляция. М.: Высшая школа, 1984. 263 с.
20. Егиазаров А. Г. Устройство и изготовление вентиляционных систем. 2-е изд. М.: Высшая школа, 1987. 304 с.
21. Елисинский И. И. Вентиляция и отопление гальванических и травильных цехов машиностроительных заводов. М.: Машиностроение, 1982. 135 с.
22. Иванов О.П., Мамченко В.О. Аэродинамика и вентиляторы: Учеб. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1986. 280 с.
23. Инженерное оборудование зданий и сооружений: Энциклопедия. М.: Стройиздат, 1994. 512 с.
24. Калинушкин М.П. Гидравлические машины и холодильные установки: Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1973. 223 с.
25. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки: Учеб. пособие для строит. вузов. М.: Высшая школа, 1979. 223 с.
26. Калинушкин М.П. Насосы и вентиляторы. М.: Высшая школа, 1987. 175 с.
27. Калицун В.И. и др. Основы гидравлики и аэродинамики: Учебник для техникумов и колледжей. М.: Стройиздат, 2001. 296 с.
28. Кострюков В.А. Основы гидравлики и аэродинамики. Под ред. С. В. Каплинского. М.: Высш. школа, 1975. 220 с.
29. Кротов Ю.А., Карелин А.О., Лойт А.О. Предельно допустимые концентрации химических веществ в окружающей среде (под ред. Кротова Ю.А.): Справочник. СПб.: Мир и семья, 2000. 360 с.
30. Кузьмин М.С., Овчинников П.А. Вытяжные и воздухораспределительные устройства М.: Стройиздат, 1987. 166 с.
31. Кылатчанов А.П. Вентиляционные процессы в зданиях. Новосибирск: Наука, Сибирское отделение, 1990. 224 с.
32. Максимов Г.А., Дерюгин В.В. Движение воздуха при работе систем вентиляции и отопления. Л.: Стройиздат, Ленингр. отделение,1972. 97 с.
33. Меклер В.Я., Овчинников П.А., Агафонов Е.П. Вентиляция и кондиционирование воздуха на машиностроительных заводах. М.: Машиностроение, 1980. 336 с.
34. Меклер В.Я. и др. Вентиляция и кодиционирование воздуха на машиностроительных заводах: Справочник. М.: Машиностроение, 1989. 135 с.
35. Молчанов Б.С. Проектирование промышленной вентиляции: Пособие для проектировщиков. Стройиздат, Ленингр. отделение, 1970. 240 с.
36. Монтаж вентиляционных систем. Под ред. Староверова И.Г. М.: Стройиздат, 1978. 591 с.
37. Нефелов С.В., Давыдов Ю.С. Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Стройиздат, 1984. 328 с.
38. Отечественные и зарубежные радиальные вентиляторы. М.: ЦНИИТЭ Строймаш, 1976. 58 с.
39. Рекомендации по расчету вентиляционных систем противодымной защиты общественных зданий. М.: Стройиздат, 1987. 52 с.
40. Рекомендации по расчету воздухораспределения в общественных зданиях. М.: Стройиздат, 1988. 93 с.
41. Рекомендации по расчету установок кондиционирования воздуха и вентиляции с управлением процессами адиабатной обработки воздуха. М.: Стройиздат, 1985. 34 с.
42. Реттер Э.И., Стриженов С.И. Аэродинамика зданий. М.: Стройиздат, 1968. 240 с.
43. Русланов Г.В. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование: Справочник. Киев: Будивельник, 1983. 271 с.
44. Сазонов В.В. Теоретические основы расчета вентиляции: Учебное пособие. Воронеж: ВГУ, 1990. 208 с.

Справочник по гидравлике

45. Свистунов В.М., Пушняков Н.К. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СПб.: ВИККА им. А.Ф. Можайского, 1998. 372 с.
46. Семидуберский М.С. Насосы, компрессоры, вентиляторы: Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1974. 232 с.
47. Серебровский Ф.Л. Аэрация жилой застройки. М.: Стройиздат, 1971. 112 с.
48. Судовые системы вентиляции и кондиционирования воздуха: Спр. пособие по проектированию. Л.: Судостроение, 1974. 407 с.
49. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции: Учеб. пособие для вузов. М.: Стройиздат, 1979. 295 с.
50. Тихомиров К.В., Сергеенко Э.С. Теплотехника, теплоснабжение и вентиляция: Учеб. для вузов. – 4-е издание перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1991. 480 с.
51. Хорошев Г. А., Петров Ю. И., Егоров Н. Ф**.** Борьба с шумом вентиляторов. М.: Энергоиздат, 1981. 143 с.
52. Центробежные вентиляторы. Под ред. Соломаховой Т.С. М.: Машиностроение, 1975. 415 с.
53. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. 415 с.
54. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1972. 342 с.

Справочник по гидравлике

КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОЧЕРК РАЗВИТИЯ ГИДРАВЛИКИ

История гидравлики как науки начинается с Архимеда (287 – 212 гг. до н. э.), который в своем трактате «О плавании тел» заложил основы гидростатики. Им был разработан механизм для подъема воды, названный «архимедовым винтом». Его работы послужили толчком к появлению ряда замечательных гидравлических аппаратов: поршневого насоса Ктезибия, сифона Герона и мн. др. Однако на протяжении последующих семнадцати веков гидравлика не получила сколько-нибудь существенного развития. Лишь с конца XVI века знания человечества по гидравлике начинают пополнять трудами такие ученые, как Леонардо да Винчи (1452 – 1519), Симон Стевин (1548 – 1620), Галилео Галилей (1564 – 1642), Эванджелиста Торричелли (1608 – 1647), Блез Паскаль (1623 – 1662) , Исаак Ньютон (1643 – 1727) и др. Скажем несколько слов об их вкладе в гидравлику.

Леонардо да Винчи занимался изучением вопросов плавания, истечения жидкости из отверстий, сопротивления жидкости движущимся телам, движения жидкости по трубам и каналам. Правда, его работа «О движении и измерении воды» была опубликована лишь через 400 лет.

Симон Стевин в своей работе «Начало гидростатики» возродил и развил идеи Архимеда.

Галилео Галилей в 1612 году в трактате «Рассуждения о телах, пребывающих в воде, и о тех, которые в ней движутся», сформулировал основные законы плавания.

Эванджелиста Торричелли, ученик Галилея, впервые установил закономерности истечения жидкости из отверстий, вывел формулу для определения скорости истечения невязкой жидкости из резервуара через отверстия.

Блез Паскаль в 1650 году открыл и сформулировал закон о передаче давления в жидкостях, вследствие чего в средние века появилось большое количество простых гидравлических машин (гидропрессы, домкраты и т.п.).

Исаак Ньютон выдвинул гипотезу о внутреннем трении в жидкости.

Однако перечисленные разработки и открытия, полученные, как правило, экспериментальным путем, касались только отдельных разделов гидравлики. Формирование гидравлики как науки на прочной теоретической основе стало возможным только в XVIII веке после работ таких ученых, как М. В. Ломоносов (1711 – 1765), Д. Бернулли (1700 – 1782) и Л. Эйлер (1707 – 1783).

Трудами этих ученых, жизнь и научная деятельность которых были тесно связаны с Российской Императорской Академией наук, были заложены теоретические основы классической гидромеханики и гидравлики.

В своем трактате «Общие принципы движения жидкостей» (1755) Л. Эйлер впервые вывел основную систему уравнений движения идеальной (лишенной трения) жидкости, положив этим начало аналитической механике сплошной среды. Гидродинамика обязана Л. Эйлеру расширением понятия давления на случай движущейся жидкости. По Эйлеру (в отличие от ньютоновского представления об ударной природе взаимодействия твердого тела с набегающей на него жидкостью), жидкость «до достижения тела изменяет свое направление и скорость так, что, подходя к телу, протекает мимо него вдоль его поверхности и не прилагает к телу никакой другой силы, кроме давления, соответствующего отдельным точкам соприкосновения». В этих словах выдвигается новое для того времени представление об обтекании тела жидкостью. Эйлеру принадлежит первый вывод уравнения сплошности жидкости (в частном случае движения жидкости по трубе это уравнение в гидравлической трактовке было дано задолго до Эйлера в 1628 году учеником Галилея – Кастелли), своеобразная и ныне общепринятая формулировка теоремы об изменении импульса применительно к жидким и газообразным средам, создание теории реактивного колеса Сегнера и многое другое. Роль Л. Эйлера как основоположника теоретической гидродинамики, предопределившего своими исследованиями развитие гидродинамики более чем на столетие вперед, общепризнанна.

Даниил Бернулли в 1738 году сформулировал знаменитое гидравлическое уравнение, связывающее скорость, давление и высоту потока жидкости и являющееся одним из основных уравнений не только гидро-, но и газовой механики. Очень большое значение для развития газогидромеханики имел трактат Бернулли «Гидродинамика» – «академический труд, выполненный автором во время работы в Петербурге», как значится на титульном листе этой книги, опубликованной в 1783 году. С выходом этого трактата связано появление термина «гидродинамика».

М. В. Ломоносов заложил основы учения об упругости и движении газов («Первые основания металлургии и рудных дел», 1742 г.), выполнил расчеты естественной вентиляции шахт, написал и опубликовал в 1760 году диссертацию «Рассуждение о твердости и жидкости тела», в которой сформу-

Справочник по гидравлике

лировал лежащие в основе гидравлики законы сохранения массы и энергии. Отличительной чертой М. В. Ломоносова было его стремление к слиянию теории и практики. Во всех своих исследованиях он руководствовался запросами практики – техническими задачами, вставшими в то время перед молодой промышленностью России. Придавая большое значение эксперименту, Ломоносов создал первую в России физико-химическую лабораторию, где провел знаменитые опыты по проверке закона сохранения материи и законов упругости газов, по выяснению природы тепла, явлений горения и т.д. Высоко оценивая научную деятельность Ломоносова и особенно его неизменное стремление к тесной связи между теорией и экспериментом, Л. Эйлер писал ему: «Ныне таковые умы весьма редки, так как большая часть остаются только при опытах, почему и не желают пускаться в рассуждения, другие же впадают в такие нелепые толки, которые находятся в противоречии со всеми началами естествоведения».

Наряду с гениальными теоретическими работами Л. Эйлера, Д. Бернулли и М. В. Ломоносова известны их исследования в области создания гидравлических приборов и устройств. Так, Л. Эйлер предложил конструкцию турбины, вывел «турбинное уравнение», создал основополагающие труды по теории корабля. Д. Бернулли изобрел водоподъемник, установленный в с. Архангельском под Москвой и поднимавший воду на высоту 30 м. М. В. Ломоносов создал универсальный барометр, вискозиметр, прибор для определения скорости течений в море, а также занимался усовершенствованием гидравлических машин и устройств.

В 1791 году в Петербурге А. Колмаков издал книгу «Карманная книжка для вычисления количества воды, протекающей через трубы, отверстия», которая явилась первым справочником по гидравлике. Первое в России учебное пособие по гидравлике было выпущено в 1836 г. П. П. Мельниковым под названием «Основания практической гидравлики, или о движении воды в различных случаях и действие ее ударом и сопротивлением».

Большой вклад в развитие гидромеханики внесли Ж. Лагранж, Г. Гельмгольц, Г. Кирхгоф, Д. Стокс.

В дальнейшем уравнения Л. Эйлера, полученные для модели идеальной (невязкой) жидкости, не могли удовлетворить требованиям бурно развивающейся техники, так как не давали возможности получить решения многих сложных инженерных задач.

Развитие механики вязкой жидкости отвечало практическим запросам со стороны энергично развивавшихся в X1X в. гидравлики и гидротехники, учения о трении в машинах, физики и химии нефтяных и других смазочных веществ. Первые опыты, показавшие влияние сил вязкости на сопротивление тел при малых скоростях, принадлежали Дюбуа (1799), Ш. Кулону (1801) и Дюшемену (1829). Основное значение имели теоретические и экспериментальные исследования сопротивления в трубах и каналах при движении в них вязких жидкостей. Теоретическое решение этой задачи было дано Д. Стоксом в 1846 г. и Й. Стефаном в 1862 г. Экспериментальные исследования движения вязкой жидкости в трубах очень малого диаметра (капиллярах) были проведены французским врачом и естествоиспытателем Ж. Пуазейлем (1799 – 1869) в 1840 – 1842 гг. в связи с изучением движения крови по сосудам. До Пуазейля исследованием движения вязкой жидкости сквозь трубки малого диаметра занимался Хаген (1710 – 1769).

Теоретическое исследование неустановившегося ламинарного движения в цилиндрической трубке впервые произвел И. С. Громека в работе «К теории движения жидкостей в узких цилиндрических трубках», опубликованной в 1882 г. Эта задача была им полностью решена при задании произвольного зависящего от времени перепада давления на концах трубки и любом начальном профиле скоростей. В связи с важным для физиологии вопросом о пульсации крови в артериях И. С. Громека в 1883 г. в работе «О скорости распространения волнообразного движения жидкостей в упругих трубках» изучил влияние малых деформаций упругих стенок трубки на неустановившееся движение в ней несжимаемой жидкости.

Полученные в начале 1823 года дифференциальные уравнения Навье-Стокса, учитывающие вязкость и сжимаемость реальных жидкостей, открыли широкие возможности для дальнейшего развития теоретической гидромеханики, но оказались неприемлемыми при решении сложных практических вопросов гидравлики из-за возникающих при этом непреодолимых математических трудностей. Поэтому развитие гидравлики пошло своим экспериментально-аналитическим путем, основываясь на работах А. Шези (1718 – 1798), Ж. В. Буссинеска (1842 – 1929), Дюпюи, Дарси, Ю. Вейсбаха (1806 – 1871), Н. Е. Жуковского и др.

Разрыв между теоретической гидромеханикой и практической гидравликой тормозил развитие науки о движении жидкости. Сближение этих направлений следует отнести к концу XIX – началу XX вв. Существенную роль в этом сыграла теория размерности и подобия, которую применительно к движению жидкостей развил О. Рейнольдс (1842 – 1912), доказавший в 1883 г. существование двух режимов движения жидкости – ламинарного и турбулентного. Он в период 1876 – 1883 гг. экспериментально исследовал вопрос о потере устойчивости ламинарного движения жидкости в цилиндрических трубах, переходе его в турбулентное и установил критерий этого перехода, носящий имя Рейнольдса и в наше время. Ему же принадлежит вывод первых дифференциальных уравнений турбулентного движения несжимаемой жидкости, основанных на идее представления действительных, имеющих хаотический характер компонент скорости и давления в виде сумм осредненных во времени их значений и пульсационных нерегулярных добавок. Эти работы усилили научную базу практической гидравлики, позволили обобщить многочисленные экспериментальные данные и сделать плодотворные выводы. Значительный вклад в развитие теоретических и практических основ гидравлики внесли российские ученые.

Во второй половине XIX в. в России появляются работы, оказавшие большое влияние на последующее развитие гидравлики. И. С. Громека (1851 – 1889) создал основы теории винтовых потоков и потоков с поперечной циркуляцией. Знаменитый русский ученый Д. И. Менделеев (1834 – 1907) в 1880 году в своей работе «О сопротивлении жидкостей и о воздухоплавании» впервые указал на возможность существования в природе двух режимов движения жидкости с различными законами ее сопротивления. Это же положение было развито и доказано

Справочник по гидравлике

было развито и доказано Н. П. Петровым (1836 – 1920), впервые установившим, что при смазке силы трения, определяемые вязким сопротивлением при ламинарном режиме, пропорциональны первой степени скорости. Петрову принадлежит также обоснование гипотезы Ньютона о силе внутреннего трения в жидкости и разработка гидродинамической теории смазки. Н. Е. Жуковский (1847 – 1921) сделал большой вклад в развитие гидравлики и гидромеханики. Он разработал теорию гидравлического удара в трубах, дал математический метод решения задачи о фильтрации грунтовых вод, создал теорию движения жидкости на закруглениях. Работы Н. Е. Жуковского продолжили его ученики и последователи: С. А. Чаплыгин, Н. Н. Павловский, А. А. Христианович, Л. С. Лейбензон, Н. Е. Кочин и др.

Труды академика Н. Н. Павловского (1884 – 1937), наряду с работами его учеников и последователей, в области равномерного и неравномерного движения, фильтрации через земляные плотины и под гидротехническими сооружениями послужили основой для создания инженерной гидравлики, широко используемой при расчетах в гидротехнике. Методы теории аналитических функций были систематически введены в гидродинамику грунтовых вод в 20-х годах Н. Н. Павловским. Наиболее общие методы решения плоских задач теории движения грунтовых вод разработаны П. Я. Кочиной и С. Н. Нумеровым. Нестационарные задачи изучались Г. И. Баренблаттом, Н. Н. Веригиным и др. Основы подземной газогидродинамики применительно к нефтегазовой промышленности заложены Л. С. Лейбензоном и развиты Б. Б. Лапуком, В. Н. Николаевским, И. А. Чарным, В. Н. Щелкачевым и др.

В связи с разнообразными задачами с 20-х годов, наряду с гидравликой, интенсивно разрабатывалась промышленная аэродинамика (Г. Н. Абрамович, А. С. Гиневский, И. П. Гинзбург, Г. Л. Гродзовский, Г. С. Самойлович, Г. Ю. Степанов, К. А. Ушаков и др.)

В настоящее время продолжается дальнейшее сближение теоретической и экспериментальной гидравлики, которое стало особенно плодотворным благодаря применению вычислительной техники. Возможности современных ЭВМ значительно расширили круг практических задач, решаемых методами теоретической гидромеханики. Появление и быстрое развитие численных методов интегрирования дифференциальных уравнений гидромеханики позволило решить ряд сложных комплексных задач, которые раньше относились к числу недоступных.

Дальнейшее развитие гидравлики и теоретической гидромеханики в нашей стране и за рубежом во второй половине XX столетия шло в направлении как фундаментальных, так и возможных технических приложений. Многообразие запросов бурно развивающейся промышленности привело к появлению новых разделов, таких как магнитная гидродинамика, гидравлика криогенных, многофазных и многокомпонентных жидкостей, химическая гидродинамика и др. Эти разделы решают важные практические задачи металлургической и атомной промышленности, гидроразработки полезных ископаемых, гидротранспорта материалов, гидромашиностроения, химической индустрии и др. Успешное решение этих газогидродинамических задач позволило существенным образом повысить эффективность многих производственных процессов в отмеченных выше отраслях, разработать и внедрить новые технологии, увеличить производительность и мощность гидравлических машин (насосов, гидротурбин, гидроприводов и т. д.), химических реакторов.

Объем настоящего очерка не позволяет даже перечислить все то, что характеризует развитие газогидромеханики в наше время, уже не говоря о содержании и значимости вклада как отечественных, так и зарубежных ученых. Подробный обзор достижений механики жидкости и газа в нашей стране можно найти в юбилейных сборниках[1,2] и трудах съезда по теоретической и прикладной механике[3]. В заключение отметим – вся история развития газогидромеханики свидетельствует о том, что она была, есть и будет научной основой технического прогресса во всех областях хозяйственной деятельности человека.

---

[1] Механика в СССР за 50 лет: В 3-х т. М.: Наука, 1969 – 1970.

[2] ЦАГИ – основные этапы научной деятельности 1968 – 1993. М.: Наука; Физматлит, 1996.

[3] Механика и научно-технический прогресс: В 2-х т. М.: Наука, 1987.

Справочник по гидравлике

Оглавление

Предисловие ... 3

Введение ... 5

Основные условные обозначения к разделу 1 ... 6

РАЗДЕЛ 1

ГИДРАВЛИКА. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ... 9

1.1. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ ... 9

1.1.1. Модель сплошной среды. Свойства и параметры, характеризующие модель сплошной среды ... 9

1.1.2. Парообразование ... 23

1.1.3. Растворимость газов в капельных жидкостях и пенообразование ... 24

1.1.4. Поверхностное натяжение и капиллярность ... 25

1.1.5. Неньютоновские жидкости ... 25

1.1.6. Свойства воздуха и процессы изменения его состояния ... 26

1.2. ГИДРОСТАТИКА ... 34

1.2.1. Дифференциальные уравнения ... 34

1.2.2. Основное уравнение гидростатики ... 35

1.2.3. Сила давления жидкости на плоскую стенку ... 37

1.2.4. Эпюры гидростатического давления ... 38

1.3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И УРАВНЕНИЯ ГИДРОДИНАМИКИ ... 38

1.3.1. Гидравлические элементы потока жидкости ... 40

1.3.2. Уравнение неразрывности ... 42

1.3.3. Уравнение энергии ... 42

1.4. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ГАЗОГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДОБИЯ ... 48

1.4.1. Общие формулы для газогидродинамической силы и потерь напора ... 48

1.4.2. Понятие о подобии газогидродинамических явлений ... 49

1.4.3. Параметры и критерии подобия ... 50

1.5. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБАМ ... 52

1.5.1. Режимы движения жидкости в трубах ... 52

1.5.2. Ламинарный режим движения жидкости в трубах ... 53

1.5.3. Турбулентный режим движения жидкости в трубах ... 55

1.5.4. Местные потери напора ... 58

1.6. ОСОБЫЕ СЛУЧАИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ ... 62

1.6.1. Гидравлический удар в трубопроводах ... 63

1.6.2. Истечение жидкости через отверстия и насадки ... 65

1.6.3. Кавитация ... 75

Основные условные обозначения к пп. 1.7 и 1.8 ... 77

Индексы ... 78

1.7. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ПО ПРЯМЫМ ТРУБАМ И КАНАЛАМ (КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ШЕРОХОВАТОСТИ) ... 79

1.7.1. Пояснения и практические рекомендации ... 79

1.7.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления трения ... 99

1.8. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ ТЕЧЕНИИ ЧЕРЕЗ МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ... 124

1.8.1. Сопротивление при течении на входе в трубы и каналы (коэффициенты сопротивления входных участков) ... 124

1.8.1.1. Пояснения и практические рекомендации ... 124

1.8.1.2 Диаграммы коэффициентов сопротивления ... 131

Справочник по гидравлике

1.8.2. Сопротивление при течении с внезапным изменением скорости и при перетекании потока через отверстия (коэффициенты сопротивления участков с внезапным расширением сечения, внезапным сужением сечения, шайб, диафрагм, проемов и др.) 152
1.8.2.1. Пояснения и практические рекомендации 152
1.8.2.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 162
1.8.3. Сопротивление при течении с плавным изменением скорости (коэффициенты сопротивления диффузоров, конфузоров и других переходных участков) 185
1.8.3.1. Пояснения и практические рекомендации 185
1.8.3.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 207
1.8.4. Сопротивление при течении с изменением направления потока (коэффициенты сопротивления изогнутых участков – колен, отводов поворотов) 246
1.8.4.1. Пояснения и практические рекомендации 246
1.8.4.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 264
1.8.5. Сопротивление при течении со слиянием потоков или разделением потока (коэффициенты сопротивления тройников, крестовин, распределительных коллекторов) 313
1.8.5.1. Пояснения и практические рекомендации 313
1.8.5.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 322
1.8.6. Сопротивление при течении через препятствия, равномерно распределенные по сечению каналов (коэффициенты сопротивления решеток, сеток, пористых слоев, насадок и др.) 375
1.8.6.1. Пояснения и практические рекомендации 375
1.8.6.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 382
1.8.7. Сопротивление при течении через трубопроводную арматуру и лабиринты (коэффициенты сопротивления клапанов, задвижек, затворов, лабиринтов, компенсаторов) 398
1.8.7.1. Пояснения и практические рекомендации 398
1.8.7.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 403
1.8.8. Сопротивление при обтекании тел потоком в трубе (коэффициенты сопротивления участков с выступами, распорками, фермами и другими телами) 427
1.8.8.1. Пояснения и практические рекомендации 427
1.8.8.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 434
1.8.9. Сопротивление при течении на выходе из труб и каналов (коэффициенты сопротивления выходных участков) 453
1.8.9.1. Пояснения и практические рекомендации 453
1.8.9.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 462
1.8.10. Сопротивление при течении через различные аппараты (коэффициенты сопротивления аппаратов и других устройств) 504
1.8.10.1. Пояснения и практические рекомендации 504
1.8.10.2. Диаграммы коэффициентов сопротивления 516
Основные условные обозначения к п. 1.9 559
1.9. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ И ГАЗА ЧЕРЕЗ РАЗВИТЫЕ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА 561
1.9.1. Представление данных о гидравлическом сопротивлении 561
1.9.2. Методика экспериментальных исследований 564
1.9.3. Геометрия поверхностей теплообмена 564
1.9.4. Краткое описание таблиц и графиков 576
1.9.5. Данные о гидравлическом сопротивлении пластинчато-ребристых поверхностей при течении воды 635
Литература к разделу 1 639

Основные условные обозначения к разделу 2 664
РАЗДЕЛ 2
НАСОСЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ 666
2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ 666

Справочник по гидравлике

2.2. НАСОСНАЯ УСТАНОВКА И ЕЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ... 669
2.3. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСА ... 670
2.4. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ И РЕЖИМЫ ИХ РАБОТЫ ... 672
2.5. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ХАРАКТЕРНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ ... 673
2.6. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ. УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ... 673
2.7. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ... 675
2.8. МАРКИРОВКА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ... 677
2.9. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ... 677
2.10. ПОЛЕ НАСОСА. ГРАФИКИ ПОЛЕЙ НАСОСА ... 680
2.11. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ... 680
2.12. ОСЕВЫЕ НАСОСЫ ... 686
2.13. ДИАГОНАЛЬНЫЕ НАСОСЫ ... 687
2.14. ЦЕНТРОБЕЖНО-ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ ... 688
2.15. НАСОСЫ ТРЕНИЯ ... 689
2.15.1. Вихревые насосы ... 689
2.15.2. Вибрационные насосы ... 690
2.15.3. Шнековые насосы ... 691
2.15.4. Струйные насосы ... 691
2.15.5. Дисковые насосы ... 693
2.16. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ НАСОСЫ ... 695
2.17. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ ... 697
2.17.1. Поршневые насосы ... 697
2.17.2. Кулачковые поршневые (плунжерные) насосы ... 703
2.17.3. Диафрагменные насосы ... 704
2.17.4. Крыльчатые насосы ... 705
2.17.5. Роторные насосы ... 705
2.17.5.1. Шестеренные насосы ... 706
2.17.5.2. Винтовые насосы ... 707
2.17.5.3. Пластинчатые насосы ... 709
2.17.5.4. Аксиальные роторно-поршневые насосы ... 711
2.17.5.5. Радиальные роторно-поршневые насосы ... 714
2.17.5.6. Шланговые насосы ... 715
2.18. НАСОСЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ... 715
2.18.1. Грунтовые насосы ... 715
2.18.2. Песковые насосы ... 717
2.18.3. Пожарные насосы ... 717
2.18.4. Насосы для фонтанов ... 722
2.18.5. Насосы для перекачки сточных жидкостей ... 723
2.18.6. Насосы для перекачки криогенных жидкостей ... 725
2.18.7. Насосы для бассейна ... 725
2.18.8. Насосы для понижения уровня грунтовых вод ... 727
2.18.9. Насосы для перекачки различных жидкостей ... 728
2.19. НАСОСЫ И НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ИНОСТРАННЫХ ФИРМ ... 730
2.19.1. Насосы фирмы GRUNDFOS (Германия) ... 730
2.19.2 Насосы фирмы WILO (Германия) ... 739
2.19.3. Насосы фирмы CALPEDA (Италия) ... 745
2.19.4. Насосы фирмы MARINA (Италия) ... 752
2.19.5. Насосы фирмы NOCCHI (Италия) ... 753
2.19.6. Насосы фирмы FLYGT (Швеция) ... 753
2.19.7. Насосы фирмы СПАЙРАКС САРКО (Великобритания) ... 753
2.19.8. Насосы компании DAB PUMPS S.p.A. (Италия) ... 753
2.20. НАСОСЫ ДЛЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ДОМА И ХОЗЯЙСТВА ... 755
ПРИЛОЖЕНИЯ К РАЗДЕЛУ 2 ... 758
2.1. Перечень ГОСТов по насосному оборудованию, действующих и утвержденных на 01.01.2001 г. ... 758
2.2. Насосы и электродвигатели, выпускаемые отечественной промышленностью ... 760
2.3. Схемы для расшифровки маркировки насосов фирмы DAB ... 763
2.4. Сводные графики полей Q – H насосов фирмы GRUNDFOS ... 768
Литература к разделу 2 ... 772

Справочник по гидравлике

Основные условные обозначения к разделу 3 774

РАЗДЕЛ 3

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ 776

3.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБОПРОВОДОВ 776

3.2.1. Гидравлическая характеристика простого трубопровода 776

3.2.2. Гидравлические характеристики сложных трубопроводов 777

3.2.3. Уравнение для расчета систем перекачки жидкости 779

3.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ БЕЗНАСОСНЫХ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ 780

3.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ 781

3.4.1. Гидравлические схемы систем перекачки жидкости с центробежным насосом (ЦБН) 781

3.4.2. Определение подачи центробежного насоса в систему. Подбор насоса 782

3.4.3. Проверка центробежного насоса на кавитацию 783

3.4.4. Проверка системы на гидроудар 784

3.4.5. Способы изменения подачи и напора центробежного насоса в систему 784

3.4.6 . Совместная работа центробежных насосов 786

3.4.7. Выбор диаметров трубопроводов для всасывающей и напорной магистралей системы 787

3.4.8. Пересчет характеристик насоса с воды на другую жидкость 789

3.4.9. Гидравлические расчеты системы водоснабжения с центробежным насосом 790

3.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ СО СТРУЙНЫМ НАСОСОМ 793

3.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ С ОБЪЕМНЫМ НАСОСОМ 794

3.7. НАДЕЖНОСТЬ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ 796

3.8. ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК 800

3.8.1. Общие технические требования к насосам 800

3.8.2. Основы эксплуатации насосных установок 800

3.8.3. Монтаж насосных установок 803

3.8.4. Электрооборудование для насосных установок 810

3.9. ПРОТИВОПОЖАРНОЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ 820

3.10. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ГАЗОПРОВОДОВ 827

ПРИЛОЖЕНИЯ К РАЗДЕЛУ 3 831

3.1. Трубопроводы и гидроаппаратура 831

3.2. Стальные, чугунные трубопроводы и их компоненты. Перечень ГОСТов, действующих и утвержденных на 01.01.2001 г. 894

3.3. Определение расхода жидкости 896

3.4. Приборы для измерения параметров потока жидкости и газа. Перечень ГОСТов, действующих и утвержденных на 01.01.2001 г. 897

3.5. Приборы для измерения давления. Перечень ГОСТов, действующих и утвержденных на 01.01.2001 г. 898

Литература к разделу 3 900

Основные условные обозначения к разделу 4 902

РАЗДЕЛ 4

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ 903

4.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ 903

4.1.1. Воздухообмен. Расчет воздухообмена 904

4.1.2. Вредные выделения и предельно допустимые концентрации их в помещениях 910

4.2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ 913

4.2.1. Особенности расчета параметров движения газа в воздуховодах 913

4.2.2. Аэродинамическая характеристика воздуховода 915

4.2.3. Аэродинамическая характеристика сети воздуховодов 916

4.2.4. Распределение давления воздуха в воздуховодах 917

4.2.5. Расчет потребного давления для подачи воздуха в сети 919

Справочник по гидравлике

4.2.6. Увязка давлений в ответвлениях ... 925
4.2.7. Клапаны (заслонки) для регулирования воздушных потоков ... 930
4.3. ЕСТЕСТВЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ ... 932
4.3.1. Аэрация. Особенности аэрации и рекомендации по ее использованию ... 932
4.3.1.1. Аэрационные устройства ... 933
4.3.1.2. Методы расчета аэрации ... 940
4.3.2. Канальные системы естественной вентиляции ... 944
4.3.2.1. Принципиальная схема и конструктивные элементы канальной системы естественной вентиляции ... 944
4.3.2.2. Расчет воздуховодов канальных систем естественной вентиляции. Примеры расчетов ... 947
4.4. МЕХАНИЧЕСКАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ ... 957
4.4.1. Классификация вентиляторов ... 957
4.4.2. Основные параметры вентиляторов ... 958
4.4.3. Аэродинамические характеристики вентиляторов ... 961
4.4.4. Акустические параметры вентиляторов ... 963
4.4.5. Радиальные вентиляторы ... 963
4.4.6. Осевые вентиляторы ... 966
4.4.7. Диаметральные вентиляторы ... 971
4.4.8. Специальные вентиляторы ... 971
4.4.9. Подбор вентиляторов и привода ... 974
4.4.9.1. Определение рабочих параметров вентилятора ... 974
4.4.9.2. Совместная работа вентиляторов ... 975
4.4.9.3. Работа в сети параллельно соединенных вентиляторов ... 976
4.4.9.4. Работа в сети последовательно соединенных вентиляторов ... 978
4.4.9.5. Мощность вентиляторов при совместной работе в сети ... 980
4.4.9.6. Подбор вентиляторов ... 981
4.4.9.7. Привод вентиляторов. ... 981
4.4.9.8. Регулировка работы вентиляторов ... 982
4.4.9.9. Эксплуатация систем вентиляции. ... 987
4.5. БОРЬБА С ШУМОМ УСТАНОВОК ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ... 990
4.5.1. Рекомендуемые уровни допускаемого шума систем вентиляции и кондиционирования воздуха ... 990
4.5.2. Источники шума вентиляционных установок и их шумовые характеристики ... 991
4.5.3. Особенности акустического расчета систем вентиляции и кондиционирования воздуха ... 996
4.5.4. Расчет уровней звукового давления в расчетных точках ... 996
4.5.5. Снижение уровней звуковой мощности источников шума в элементах вентиляционной сети ... 999
4.5.6. Звукоизоляция вентиляционных камер ... 1001
4.5.7. Проектирование глушителей ... 1002
4.6. ПОЖАРНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ... 1007
4.6.1. Пожарная опасность систем производственной вентиляции ... 1007
4.6.2. Инженерно-технические решения по обеспечению пожарной безопасности систем вентиляции ... 1010
ПРИЛОЖЕНИЯ К РАЗДЕЛУ 4 ... 1021
4.1. ГОСТы по вентиляции и вентиляционному оборудованию (см. CD) ... 1021
4.2. Нормативные документы по вентиляции и вентиляционному оборудованию (см. CD) ... 1021
4.3. Каталог вентиляторов общего и специального назначения отечественного производства ... 1021
4.4. Каталог вентиляторов общего и специального назначения зарубежного производства (см. CD) ... 1096
4.5. Каталог воздуховодов отечественного производства (производитель – фирма «ЛИССАНТ», Санкт-Петербург) ... 1096
4.6. Каталог вентиляционного оборудования ... 1109
4.7. Номограммы и таблицы для расчета воздуховодов ... 1123
4.8. Паспорт вентиляционной установки ... 1140
4.9. Журнал эксплуатации вентиляционной установки ... 1141
Литература к разделу 4 ... 1143
Исторический очерк ... 1145

Справочник по гидравлике

СПРАВОЧНИК ПО РАСЧЕТАМ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Авторы-составители:

Игорь Григорьевич Грачев
Сергей Юрьевич Пирогов
Николай Петрович Савищенко
Анатолий Степанович Юрьев

Под редакцией
д-ра техн. наук, проф. Анатолия Степановича Юрьева

Справочник по гидравлике

Издание подготовлено в АНО НПО «Мир и семья»
199155, Санкт-Петербург, ул. Уральская, д. 17
тел./факс 350-17-74; 320-68-59; 350-27-21 (доб. 244)
E-mail: mis95@mail.ru
Лицензия ИД № 03298 от 20 ноября 2000 г.
Лицензия ПД № 2-69-574 от 14 ноября 2000 г.

Ответственный за издание: *А. А. Полуда*
Ответственный за выпуск: *Н. В. Емельянова*
Ответственный за подготовку: *Н. Н. Атаманенко*
Технический редактор: *Т. И. Жадобина*
Редактор: *В. А. Столярова*
Корректор: *О. Б. Маршкова*
Оригинал-макет: *Н. Н. Грибещенко, Н. В. Коробова, Е. А. Трубникова, Т. А. Бойченко*
Графика: *А. В. Янишевский, Е. А. Трубникова, В. Д. Лаптев, Ю. Б. Борисова*

Сдано в набор 03.09.2001. Подписано к печати 25.12.2001.
Формат 60×90/8. Бумага офсетная, плотность 70 г/м^2
Объем 125 п. л. Тираж 2000 экз. (1-й завод — 500 экз.)

Отпечатано в АНО НПО «Мир и семья»
199155, Санкт-Петербург, ул. Уральская, д. 17
тел./факс 350-17-74; 320-68-59; 350-27-21 (доб. 244)
E-mail: mis95@mail.ru