В.В. Поляков, Л.С. Скворцов

НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Допущено
Государственным комитетом СССР
по народному образованию в качестве учебника
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности

«Теплоснабжение и вентиляция»

Москва Стройиздат 1990

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ББК 38.762.2
П 54
УДК [621.65+697.953] (075.8)

Рецензенты: кафедра «Теплогазоснабжения и вентиляции» Горьковского инженерно-строительного института им. В. П. Чкалова (д-ром техн. наук, В. И. Бодров) и канд. техн. наук. В. Я. Меклер (ГПИ Проектпромвентиляция)

Редактор — Погудина С. И.

Поляков В. В., Скворцов Л. С.

П 54 Насосы и вентиляторы: Учеб. для вузов.— М.: Стройиздат, 1990.— 336 с.: ил.

ISBN 5-274-01021-0

Приведены сведения о физических свойствах жидкостей, используемых в системах теплогазоснабжения и вентиляции. Даны классификация нагнетателей и их принципиальные схемы. Показана область использования нагнетателей разного типа. Особое внимание уделено работе нагнетателей в системах вентиляции и теплоснабжения. Рассмотрены вопросы, связанные с охраной труда при монтаже и эксплуатации нагнетателей, а также мероприятия по снижению шума и вибрации.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

П $\frac{3309000000-551}{047(01)-90}$ 198—90 ББК 38.762.2

ISBN 5-274-0

рцов, 1990

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс на ускорение социально-экономического развития страны предусматривает повышение эффективности капитальных вложений в строительство, обеспечение своевременного ввода в действие основных фондов и производственных мощностей, техническое перевооружение и реконструкцию действующих предприятий, создание и внедрение прогрессивных технологий, а также планомерное проведение во всех отраслях и сферах народного хозяйства целенаправленной энергосберегающей политики. Известно, что для снабжения теплом народного хозяйства и населения затрачивается примерно треть всех используемых в стране топливно-энергетических ресурсов. Поэтому обеспечение рационального теплового режима зданий, оптимального использования теплоты в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха имеет первостепенное значение.

Неотъемлемой частью инженерного оборудования различных зданий, систем и сооружений являются гидравлические машины, к которым относятся насосы и вентиляторы. Без них невозможна работа систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и аспирации, водоснабжения и водоотведения, т. е. всех тех систем, которые связаны с жизнью и деятельностью человека.

Учитывая отсутствие учебника по этому курсу, авторы ставили своей задачей рассмотрение теоретических основ работы нагнетателей, описание принципа их действия и современных конструкций, а также определение методов их рационального выбора при проектировании и реконструкции объектов. В этой связи хочется отметить, что название курса «Насосы и вентиляторы» недостаточно полно отражает объем учебной программы, в соответствии с которой написан этот учебник. Довольно спорным в этом случае является существование разделов, относящихся к работе компрессоров. Однако, учитывая то обстоятельство, что ни в каких других дисциплинах, читаемых для специальности 2907, теоретические основы, устройство и принцип действия компрессоров не рассматриваются, а работа систем кондиционирования воздуха и холодоснабжения невозможна без их использования, авторы решили сохранить материал, касающийся компрессоров.

Настоящий учебник может быть использован при подготовке специалистов не только по теплогазоснабжению и вентиляции, но и по эксплуатации насосного, компрессорного и вентиляционного оборудования.

Авторы выражают глубокую признательность канд. техн. наук В. Я. Меклеру и д-ру техн. наук В. И. Бодрову за ценные замечания, сделанные ими при рецензировании рукописи.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Q — расход; подача насоса

L — расход; подача вентилятора

p, p_d, p_s — полное, динамическое и статическое давление соответственно

H — напор

N — мощность

c, w, u — абсолютная, относительная и переносная скорость потока

F_x, F_y — продольная и поперечная составляющие сил взаимодействия потока и профиля

c_{1u}, c_{2u} — проекция абсолютной скорости на переносную на входе и выходе потока в рабочем колесе

b, D — ширина и диаметр рабочего колеса лопастного нагнетателя

v_τ — проекция скорости потока на направление движения

R — удельная работа сил трения в потоке

V — удельный объем

U — удельная внутренняя энергия потока жидкости

h_w; Δp_w — потери напора; потери давления

d — диаметр трубопровода

q — количество теплоты, передаваемое единице массы жидкости; объем утечек и перетоков

γ — удельный вес

ρ — плотность

ω — живое сечение потока

ω_0 — угловая частота вращения

ζ, λ — коэффициенты местных сопротивлений и по длине

Γ — циркуляция скорости

β_1, β_2 — углы установки лопатки в рабочем колесе на входе и выходе соответственно

$\varphi = c_u/u$ — коэффициент закручивания потока

$\psi = p/p_d$ — коэффициент давления

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ВВЕДЕНИЕ

Развитие различных отраслей промышленности, расширение объемов строительства, создание благоприятных условий для высокопроизводительного труда во многом зависят от эффективности работы систем тепло- и холодоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Общим для этих систем является наличие в них машин, предназначенных для перемещения рабочей среды. В системах общеобменной вентиляции и кондиционирования такой средой является воздух, в системах технологической вентиляции — смесь различных газов, в системах тепло- и водоснабжения — вода.

Название самой машины (насос, вентилятор, воздуходувка, компрессор и др.) определяется как видом перемещаемой среды, так и создаваемым давлением. Эти машины вместе с гидравлическими двигателями и гидропередачами составляют класс гидравлических машин.

История существования гидравлических машин насчитывает несколько тысячелетий. Первый насос был поршневым, появился, по-видимому, за несколько веков до нашей эры в странах древней культуры. Изобретение этого насоса связано с созданием водоподъемных устройств. Поршневой насос был хорошо известен в Древней Греции и Риме. Изобретателем двухцилиндрового поршневого пожарного насоса является древнегреческий механик Ктесибий (около 2—1 вв. до н. э).

Изобретение центробежного насоса приписывается итальянцу Д. Жордану, давшему первый рисунок такого насоса. Одной из первых удачных конструкций центробежного насоса является насос французского физика Д. Папена, предложенный им в 1689 г., для откачки грунтовых вод, представлявший собой усовершенствованную конструкцию ранее известной воздуходувки «Hessi ans».

В России внедрение насосов в промышленность непосредственно связано с развитием горно-рудного дела. В 18 в. К. Д. Фролов и другие мастера горного дела применяли установки с поршневыми насосами для откачки воды из шахт (диаметр колеса приводной машины составлял 16—19 м). Источником двигательной силы здесь была энергия воды.

В 18 в. был изобретен паровой двигатель. В 1738 г. Д. Бернулли вывел основополагающее уравнение движения жидкости, которое носит его имя. В 1750 г. Л. Эйлер впервые сделал математический анализ рабочего процесса, происходящего в центробежном насосе и реактивной турбине, и дал основное уравнение рабочего процесса турбомашин. Теоретические положения, касающиеся работы гидромашин и лопастных насосов, разработанные Д. Бернулли и Л. Эйлером, оставались неиспользованными около 150 лет, пока в качестве приводящего двигателя для насосов не стали применять электродвигатель и паровую турбину.

Классическая схема одноколесного центробежного насоса, применяющегося в различных модификациях и поныне, была предложена Андревсом (США) в 1818 г. и значительно улучшена им же в 1846 г. Исследования Андревса привели к созданию многоступенчатого центробежного насоса, запатентованного в 1851 г. Однако его конструкция была весьма несовершенна.

Блестящее развитие теоретических основ механики в 19 в., позволивших ближе подойти к решению практических задач движения реальных жидкостей, связано с трудами О. Коши, Г. Гельмголь-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ца, Г. Кирхгофа, Дж. Г. Стокса, Н. Е. Жуковского, С. А. Чаплыгина, Г. Хагена, Ж. Л. Пуазейля, О. Рейнольдса, Л. Прандтля.

Примерно с начала 20-х годов этого века изменилось само назначение насосов. Если первоначально они предназначались только для подъема воды, то с этого времени они все шире применяются для перемещения жидкостей с различными вязкостью и концентрацией взвешенных частиц, а также химических жидкостей с различными степенью агрессивности и температурой. В 1924 г. вышла в свет книга немецкого гидравлика К. Пфлейдерера «Центробежные насосы», оказавшая значительное влияние на развитие теории центробежных насосов и методов их расчета.

В СССР уже к 1930 г. сложились три научные школы насосостроения: на кафедре и в лаборатории гидравлических машин МВТУ им. Н. Э. Баумана под руководством проф. И. И. Куколевского, изучавшая рабочий процесс турбин и насосов и развивавшая экспериментальные методы исследования насосов; на кафедре и в лаборатории гидравлических машин Харьковского политехнического института под руководством акад. Г. Ф. Проскуры, которая занималась исследованием гидромашин, в частности разработкой теории рабочего процесса осевых (пропеллерных) насосов; на кафедре и в лаборатории гидравлических машин Ленинградского политехнического института под руководством чл.-корр. И. Н. Вознесенского, развивавшая новые методы расчета лопастных нагнетателей на основе теории потенциального течения и теории вихрей. В эти же годы проф. П. Н. Каменев разработал теорию расчета струйных аппаратов и осуществил их практическое использование с высоким КПД. В настоящее время научные исследования работы насосов ведутся такими организациями, как ВНИИгидромаш, НИИхиммаш, а также на специальных кафедрах Ленинградского и Харьковского политехнических институтов, МВТУ им. Н. Э. Баумана и др.

Машины для перемещения воздуха и газов появились значительно позже насосов. Изобретателем воздушного поршневого нагнетателя — прототипа современных компрессоров с одной ступенью сжатия — считается немецкий физик О. Герике (1640 г.). Во второй половине 18 в. в Англии Вилькинсон запатентовал двухцилиндровый поршневой компрессор и в это же время Д. Уатт изготовил воздуходувную машину с паровым приводом. Многоступенчатый компрессор с межступенчатыми охладителями был предложен в 1849 г. Ратеном (Германия).

Изобретение центробежного вентилятора принадлежит генерал-лейтенанту корпуса горных инженеров А. А. Саблукову (1832 г.). Им же была предложена передовая по тому времени методика расчета таких вентиляторов. В дальнейшем А. А. Саблуков усовершенствовал свой вентилятор («воздушный насос»), представлявший собой цилиндрический кожух с двухсторонним всасыванием, внутри которого располагалось колесо с четырьмя прямыми лопатками. Впервые действие вентилятора А. А. Саблукова было испытано на кожевенном и сахарном заводах; при ручном приводе (два человека) подавалось до 2000 м^3 воздуха в 1 ч. В 1834 г. вентиляторы А. А. Саблукова были успешно применены на морских судах, а в 1835 г. — для проветривания Чагирского рудника на Алтае. В 1838 г. А. А. Саблуков создал конструкцию центробежного насоса, названного им «водогоном». Вентиляторы системы А. А. Саблукова нашли широкое распространение в России и за границей.

В 1892 г. француз П. Мортье изобрел диаметральный вентиля-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тор. Некоторое время вентиляторы Мортье использовались в качестве шахтных вентиляторов, однако затем они были заменены центробежными вентиляторами, имеющими более высокий КПД. После этого диаметральные вентиляторы в течение долгого времени не изучались и были почти забыты. Вновь интерес к диаметральным вентиляторам возродился лишь в середине нашего столетия сначала в западных странах, а позже и в нашей стране, где большую работу по созданию совершенных конструкций диаметральных вентиляторов проводит Центральный аэрогидродинамический институт (ЦАГИ) им. Н. Е. Жуковского.

Развитие вентиляторостроения шло параллельно с развитием турбомашиностроения. Теория и расчет осевых вентиляторов приняли современый вид только после создания Н. Е. Жуковским вихревой теории крыла (1906 г.). Приоритет в разработке современных теорий расчета вентиляторов принадлежит советским ученым. В результате работ ЦАГИ, созданного в 1918 г., в 1926—1930 гг. впервые были предложены физически обоснованные теории осевых и радиальных (центробежных) вентиляторов. Это позволило сконструировать машины, далеко превосходящие по своим аэродинамическим и конструктивным данным созданные в этой области за рубежом. В 1930—1933 гг. В. И. Поликовским был разработан эмпирический метод расчета радиальных вентиляторов, основанный на результатах аэродинамических испытаний большой серии машин. В 1949 г. за разработку и внедрение в промышленность высокоэффективных вентиляторов М. И. Невельсон, К. А. Ушаков и А. М. Комаров были удостоены государственной премии. Кроме упомянутых ученых, большой вклад в разработку теории и практики вентиляторостроения внесли И. В. Брусиловский, А. Г. Бычков, Г. Г. Вахвахов, М. Я. Гембаржевский, М. П. Калинушкин, И. О. Керстен, А. Г. Коровкин, Т. С. Соломахова и др.

В настоящее время решение многих социальных задач, направленных на создание благоприятных условий как на предприятиях, так и в районах проживания людей, невозможно без увеличения номенклатуры и улучшения качества нагнетателей. В последние годы ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского ведется работа по созданию нового унифицированного ряда высокоэффективных вентиляторов. Такие передовые предприятия, как, например, Московский вентиляторный завод, переходят на поставку заказчикам вентиляторных установок, т. е. вентиляторов в комплекте с рационально спроектированными входными элементами присоединения их к сети, а также виброизоляторами. Это позволяет сократить сроки и повысить качество монтажных работ и уменьшить потери давления в системах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА 1
ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 1. Основные сведения из технической механики жидкости

Техническая гидроаэромеханика изучает законы движения, относительного покоя и взаимодействия жидкости с твердыми телами, которые либо находятся в ней, либо ее ограничивают. Под *жидкостью* понимают такую материальную среду, медленная деформация которой при постоянном объеме возможна под действием ничтожно малых сил. Жидкости делятся на два класса: малосжимаемые — *капельные* и сжимаемые — *газы*. При движении газов со скоростями, значительно меньшими скорости звука, сжимаемостью газа можно пренебречь. В этом случае при исследовании движения газов применяют уравнения движения капельных жидкостей.

Техническая механика жидкости базируется на основных законах сохранения массы, энергии и импульса, которые широко применяются в технике.

Уравнение неразрывности потока. Рассмотрим установившееся движение жидкости в канале произвольного сечения (рис. 1.1). Пусть поток движется со скоростью c от сечения *1—1* к сечению *2—2*. В соответствии с законом сохранения массы вещества та масса жидкости, которая находится между сечениями *1—1* и *2—2*, для рассматриваемого случая движения должна быть постоянной. Это означает, что масса жидкости, прошедшая через живое сечение канала площадью ω_1, будет равна массе жидкости, прошедшей через живое сечение канала площадью ω_2, т. е.

$$\rho_1\omega_1c_1=\rho_2\omega_2c_2, \tag{1.1}$$

где ρ_1 и ρ_2 — плотность жидкости, проходящей через сечение *1—1* и *2—2* соответственно.

Выражение (1.1), являясь следствием закона сохранения массы, называется *уравнением неразрывности* потока жидкости. Из уравнения неразрывности потока, часто записываемого в виде

$$\rho\omega c=\text{const}, \tag{1.2}$$

следует, что, если предположить существование внутри установившегося потока жидких струек, для каждой из

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

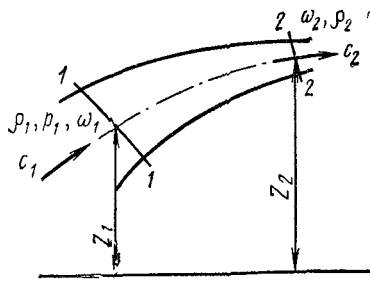


Рис. 1.1. Схема потока к выводу уравнения сохранения массы

которых должно выполняться условие (1.2), то они нигде не могут закончиться. Эти струйки либо должны простираться от одной границы рассматриваемого пространства до другой, либо замыкаться. В тех случаях, когда несжимаемые (капельные) жидкости или газы движутся под действием относительно малых перепадов давления и весь поток рассматривается как одна жидкая струйка, произведение $\omega c = Q$ называют объемным расходом потока, а произведение $\rho\omega c = M$ — массовым расходом.

Уравнение движения. Известно, что основными силами, действующими в движущейся жидкости, являются массовые и поверхностные. Если канал, в котором движется жидкость, является неподвижным, то единственной массовой силой, действующей в жидкости, будет вес. К поверхностным силам относятся силы гидродинамического давления и силы трения.

Количественной мерой различных форм движения материи служит понятие, называемое в физике *энергией*. Если тело движется, то оно обладает энергией; если тело обладает энергией, оно может совершить работу, которая в дальнейшем (в соответствии с принципами сохранения энергии) может перейти в другую форму энергии (например, в тепловую).

Рассмотрим установившееся движение вязкой жидкости с учетом ее сжимаемости. Как известно, при движении сжимаемых жидкостей работа сил трения оказывает двоякое действие: с одной стороны, являясь реактивной силой, она тормозит поток, действуя в противоположном движению направлении; с другой стороны, работа сил трения, целиком превращаясь в теплоту, возвращается в поток в виде тепловой энергии, которая может расходоваться на расширение жидкости и, следовательно, на ускорение ее движения.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

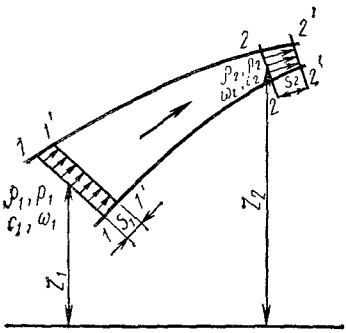


Рис. 1.2. Схема потока к выводу уравнения сохранения энергии

Выделим некоторый объем в трубке тока движущейся жидкости и ограничим его сечениями *1—1* и *2—2* (рис. 1.2). Рассматривая установившееся движение, запишем для этого объема уравнение сохранения энергии в следующей формулировке: *работа внешних сил плюс подведенная теплота расходуются на изменение механической и внутренней энергии рабочего тела.* Как известно, внешними силами, действующими при перемещении жидкости от сечения *1—1* к сечению *2—2*, являются силы давления и силы трения. Пусть за некоторый промежуток времени t под действием сил давления произошло перемещение объема жидкости, заключенного между сечениями *1—1* и *2—2*, в сечения *1′—1′* и *2′—2′*. Это означает, что вблизи сечения *1—1* (см. рис. 1.2) исчезнет элемент массы

$$dm_1 = \rho_1 \omega_1 c_1 t = \rho_1 \omega_1 S_1,$$

а около сечения *2—2* появится равный ему элемент массы

$$dm_2 = \rho_2 \omega_2 c_2 t = \rho_2 \omega_2 S_2.$$

Работа сил давления, действующих на площадь сечения *1—1*, равна $p_1 \omega_1 S_1$, а на площадь сечения *2—2* — $p_2 \omega_2 S_2$.

Спроектируем все силы на направление движения массы жидкости. Силы гидродинамического давления, действующие на боковую поверхность выделенного объема, составляющих в направлении движения не дадут, и их работа по перемещению массы жидкости равна нулю. Таким образом, суммарная работа сил давления, под действием которых произошло перемещение жидко-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сти из сечения *1—1* в сечение *2—2*, определится выражением

$$p_1\omega_1 S_1 - p_2\omega_2 S_2 = p_1 V_1 - p_2 V_2, \qquad (1.3)$$

где $V_1 = \omega_1 S_1$, $V_2 = \omega_2 S_2$ — объем жидкости, прошедший соответственно через сечения *1—1* и *2—2* за время t.

Разделив каждый из объемов V_1 и V_2 на массу жидкости, находящейся в этом объеме, вместо выражения (1.3) получим выражение для удельной работы сил давления

$$p_1/\rho_1 - p_2/\rho_2 = p_1 v_1 - p_2 v_2,$$

где v_1 и v_2 — удельный объем жидкости, прошедшей через сечения *1—1* и *2—2* соответственно.

Обозначим удельную работу сил трения, возникающую в потоке движущейся жидкости при перемещении ее из сечения *1—1* в сечение *2—2*, ΔR. Таким образом, *суммарная удельная работа внешних сил,* совершаемая при перемещении потока жидкости из сечения *1—1* в сечение *2—2*, с учетом направления действия этих сил запишется в виде $p_1 v_1 - p_2 v_2 - \Delta R$.

Вследствие работы вязких сил возможный приток теплоты в трубку тока между сечениями *1—1* и *2—2* будет равен $M\Delta q$, где Δq — количество теплоты, полученное каждой единицей массы жидкости, прошедшей путь между этими сечениями. Таким образом, Δq — удельное количество теплоты, поступающей в массу жидкости между сечениями *1—1* и *2—2*.

В соответствии с законом сохранения энергии удельные работа внешних сил и подведенная теплота должны привести к изменению удельных механической и внутренней энергий потока жидкости. Удельную внутреннюю энергию массы жидкости обозначим через U. Тогда, если принять, что потенциальная энергия обусловливается только полем сил тяжести (gZ), содержание энергии в массе элемента жидкости dm, прошедшего через сечение *1—1*, будет равно:

$$dm_1(c_1^2/2 + gZ_1 + U_1),$$

а через сечение *2—2* —

$$dm_2(c_2^2/2 + gZ_2 + U_2),$$

где $c^2/2$ — удельная кинематическая энергия элемента массы.

Масса жидкости, находящейся между сечениями *1—1* и *2—2*, остается постоянной, поэтому изменение удельной энергии при перемещении жидкости из сечения *1—1*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

в сечение *2—2* определится как разность удельных энергий элементов массы dm_2 и dm_1. Таким образом, закон сохранения удельной энергии для выделенного элемента трубки тока может быть записан в виде

$$(c^2_2/2+gZ_2+U_2)-(c^2_1/2+gZ_1+U_1)= \\ =p_1v_1-p_2v_2-\Delta R+\Delta q. \qquad (1.4)$$

Полученное выражение (1.4) часто используется в дифференциальной форме:

$$d(c^2/2)+gdZ+dU=-d(pv)-d(pv)dR+dq. \qquad (1.5)$$

Уравнение сохранения энергии (1.5) может быть дополнено уравнением, вытекающим из первого начала термодинамики, согласно которому подведенная к системе теплота увеличивает ее внутреннюю энергию и совершает работу расширения, т. е.

$$dq=dU+pdv. \qquad (1.6)$$

Подставляя выражение (1.6) в уравнение (1.5) и имея в виду

$$d(pv)=pdv+vdp,$$

получаем

$$d(c^2/2)+gdZ+vdp+dR=0. \qquad (1.7)$$

После интегрирования имеем выражение

$$c^2/2+gZ+\int vdp+R=\text{const}, \qquad (1.8)$$

представляющее собой уравнение Д. Бернулли, учитывающее как сжимаемость жидкости, так и работу сил трения. Каждый член уравнения (1.8) определяет удельную энергию или удельную работу. Рассмотрим несколько частных случаев записи этого уравнения.

1. Жидкость реальная, несжимаемая. Для несжимаемой жидкости имеем

$$\int vdp=\int\frac{dp}{\rho}=\frac{p}{\rho}+\text{const},$$

и уравнение (1.8) можно записать в виде

$$c^2/2+gZ+p/\rho+R=\text{const},$$

где R — потеря удельной энергии.

Рассматривая гидравлику капельных жидкостей, уравнение Д. Бернулли удобно записывать в виде суммы напоров. Для этого энергию и работу относят к весу жидкости.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для записи уравнения (1.8) в виде напоров каждый член этого уравнения надо разделить на величину g, тогда получим

$$c^2/2g+Z+p/\rho g+h_w=\text{const}, \qquad (1.9)$$

где h_w — потери напора.

2. Жидкость идеальная, несжимаемая. Как известно, в случае движения идеальной жидкости удельная работа сил трения (или потери) равна нулю и уравнение (1.9) приобретает вид

$$c^2/2g+Z+p/\rho g=\text{const}.$$

3. Жидкость идеальная, сжимаемая. В этом случае $R=0$, а интегрирование выражения $\int v\,dp$ зависит от функциональной связи между удельным объемом v и давлением p. Эта связь определяется только термодинамическим процессом. Так, при изотермическом течении жидкости можно воспользоваться уравнением состояния, согласно которому

$$v=\text{const}/p.$$

При адиабатическом течении жидкости эта связь определяется из уравнения адиабаты

$$v=\text{const}/p^{1/k},$$

где $k=C_p/C_v$ — показатель адиабаты (здесь C_p и C_v — удельная теплоемкость соответственно при постоянном давлении и объеме).

В этом случае уравнение Д. Бернулли имеет вид:
для изотермического течения

$$\frac{c^2}{2}+gZ+\int\frac{dp}{p}=\text{const};$$

для адиабатического течения

$$\frac{c^2}{2}+gZ+\int p^{-\frac{1}{k}}\,dp=\text{const}.$$

В тех случаях, когда течение газа происходит под действием относительно малого перепада давлений, его сжимаемость в процессе движения можно не учитывать. В этом случае уравнение Д. Бернулли (1.8) принято записывать в виде уравнения для единицы объема перемещаемой жидкости

$$\rho c^2/2+\rho gZ+p+\rho R=\text{const}. \qquad (1.10)$$

Имея в виду, что член ρdZ существенно мал по сравнению со всеми другими слагаемыми выражения (1.10),

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

а $\rho R = \Delta p_W$, уравнение (1.10) можно представить в следующем виде:

$$p + \rho c^2/2 + \Delta p_W = \text{const}. \qquad (1.11)$$

В дальнейшем мы еще не раз вернемся к различным формам записи уравнения Д. Бернулли для решения многих практических задач.

Гидравлические сопротивления. Для расчета водопроводных сетей уравнение Д. Бернулли часто используется в виде выражения (1.9), а для расчета вентиляционных сетей — в виде выражения (1.11). Каждое из этих уравнений содержит в качестве слагаемого член, учитывающий работу сил трения в потоке и называемый «потерей напора» h_W или «потерей давления» Δp_W.

На практике встречаются два вида гидравлических потерь: потери по длине и местные потери. Потери по длине наблюдаются в каналах постоянного сечения и увеличиваются пропорционально длине канала. Они зависят как от состояния внутренней поверхности стенок канала, так и от режима движения жидкости. В качестве геометрической характеристики, определяющей состояние поверхности стенок канала, принята относительная эквивалентная шероховатость $k_э/d$. Режим движения жидкости определяется числом Рейнольдса $\mathrm{Re} = cd/\nu$, где c — характерная скорость движения потока жидкости, d — характерный размер потока, ν — кинематическая вязкость жидкости.

Потери на участке длиной l вычисляются по формуле Дарси — Вейсбаха. Для определения потерь напора она используется в виде

$$h_W = \lambda \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g},$$

потерь давления —

$$\Delta p_W = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{c^2}{2}.$$

Коэффициент гидравлического трения λ удобнее всего вычислять по видоизмененной формуле Кольбрука

$$\lambda = 0{,}11 (k_э/d + 68/\mathrm{Re})^{0{,}25}.$$

Если потери по длине возрастают пропорционально длине канала, то потери в местных сопротивлениях от длины не зависят. Эти потери возникают всегда, когда имеется деформация потока. Под деформацией понимают сужение и последующее расширение потока, вызван-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

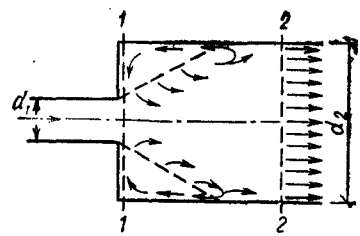


Рис. 1.3. Схема движения потока в местном сопротивлении

ные либо изменением направления движения (поворот сети), либо установкой в сети трубопроводной арматуры (краны, вентили, задвижки, шиберы, дроссели, шайбы, муфты и т. д.).

Потери напора (или давления) в местных сопротивлениях также тесно связаны с работой сил трения. Для понимания механизма потерь, возникающих при турбулентном движении в местных сопротивлениях, рассмотрим явление, называемое внезапным расширением потока. Пусть поток, вытекая из трубы диаметром d_1, попадает в трубу большего диаметра d_2 (рис. 1.3). Двигаясь в продольном направлении со скоростью c, частицы жидкости массой m обладают количеством движения $\vec{mc}$. Вследствие поперечных пульсаций скорости эти частицы попадают в область, находящуюся вне пределов струи, вытекающей из узкого сечения. В результате проявления вязкости часть количества движения такой жидкой частицы передается тем частицам, которые находятся вне узкой части струи. Эти жидкие частицы, получив некоторую часть количества движения, начинают перемещаться в продольном направлении, расширяя тем самым зону жидкости, находящуюся в движении. Так, в результате поперечных пульсаций при передаче количества движения от одной частицы к другой происходит постепенное расширение потока. Увеличение площади сечения расширяющейся струи происходит вместе с увеличением расхода потока жидкости вдоль нее. Поскольку должно выполняться условие неразрывности потока, то расход жидкости, вытекающей из сечения *1—1*, должен быть равен ее расходу, вытекающему из сечения *2—2*. Следовательно, та часть жидкости, которая была вовлечена в движение вязкими силами, должна вернуться. Таким образом, в расширяющейся части потока возникает постоянно вращающаяся масса жидкости (валец). Энергия, расходуемая потоком на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

поддержание движения в вальце за счет работы вязких сил, и является потерей напора в местном сопротивлении. Если c_1 и c_2 — скорости потока соответственно в сечениях *1—1* и *2—2*, то потери определяют по формуле Борда — Карно

$$h_W = (c_1 - c_2)^2/2g; \quad \Delta p_W = \rho (c_1 - c_2)^2/2.$$

Таким образом, в любом местном сопротивлении всегда имеются сужение потока, а затем его расширение. К сожалению, до настоящего времени не существует методов теоретического определения площади сечения струи при сужении потока в трубопроводной арматуре. Поэтому потери в местных сопротивлениях принято определять по формулам:

$$h_W = \zeta c^2/2g; \quad \Delta p_W = \rho \zeta c^2/2.$$

Коэффициент местного сопротивления ζ зависит от соотношения площадей узкого ω_1 и широкого ω_2 сечений:

$$\zeta = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2,$$

поэтому он определяется экспериментально.

Таким образом, если иметь в виду, что гидравлическая сеть состоит из n линейных последовательно расположенных участков различных длины и диаметров и в этой сети имеются m различных местных сопротивлений, то суммарные потери в сети определяются по формуле

$$h_W = \sum_{i=1}^{n} \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{c_i^2}{2g}\right) + \sum_{j=1}^{m} \left(\zeta_j \frac{c_j^2}{2g}\right)$$

или

$$\Delta p_W = \sum_{i=1}^{n} \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} \rho \frac{c_i^2}{2}\right) + \sum_{j=1}^{m} \left(\zeta_j \rho \frac{c_j^2}{2}\right).$$

Уравнение сохранения импульса. Теорема о сохранении импульса, хорошо известная из общей механики, очень часто применяется в задачах, связанных с установившимся движением жидкости. Согласно этой теореме изменение количества движения массы жидкости в единицу времени равно сумме всех внешних сил, действующих на эту массу. Особенность применения этой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

теоремы для массы жидкости состоит в том, что для ее применения требуются данные о состоянии потока только на границе выделенного объема жидкости. Это позволяет получить сведения о таких гидродинамических явлениях, детали которых внутри рассматриваемого объема учтены быть не могут. Действительно, при установившемся движении на место каждой ушедшей частицы внутри выделенной массы придет другая, обладающая теми же свойствами (плотностью, скоростью и т. д.). Поэтому для определения количества движения достаточно знать только то, что происходит на границах выделенной массы жидкости. Рассмотрим поток жидкости, изображенный на рис. 1.1. Изолируем массу жидкости, находящуюся между сечениями *1—1* и *2—2*. В единицу времени переносится количество движения:

через контрольную поверхность *1—1*

$$\rho_1\omega_1 c_1^2=\rho_1 Q_1 c_1;$$

через контрольную поверхность *2—2*

$$\rho_2\omega_2 c_2^2=\rho_2 Q_2 c_2.$$

Изменение количества движения равно:

$$\rho_2 Q_2 c_2-\rho_1 Q_1 c_1. \tag{1.12}$$

В сечениях *1—1* и *2—2* из внешних сил действуют только силы гидродинамического давления, поэтому равнодействующая всех сил будет равна:

$$p_1\omega_1-p_2\omega_2. \tag{1.13}$$

Воспользовавшись формулировкой закона сохранения импульса и выражениями (1.12) и (1.13), получим для течения жидкости в канале уравнение сохранения импульса в виде

$$\rho_2 Q_2 c_2+p_2\omega_2=\rho_1 Q_1 c_1+p_1\omega_1$$

или

$$\rho Qc+p\omega=\text{const}. \tag{1.14}$$

Полученное уравнение сохранения импульса (1.14) совместно с уравнением Д. Бернулли (1.8) и уравнением неразрывности (1.2) составляют основу при решении многих инженерных задач технической механики жидкости.

Циркуляция скорости. Изучение работы лопастных нагнетателей тесно связано с использованием такого понятия, как циркуляция скорости. Назовем криволиней-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

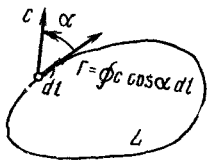


Рис. 1.4. К вычислению циркуляции скорости по замкнутому кругу

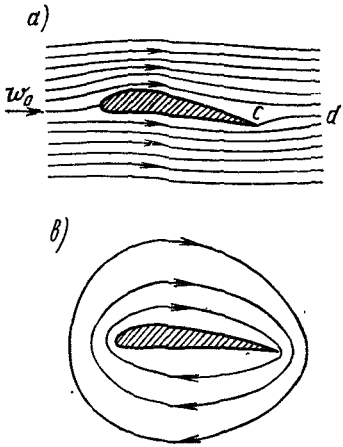


Рис. 1.5. Схема движения потока при обтекании профиля

а — поверхность раздела при потенциальном потоке; *б* — вихрь, образовавшийся из поверхности раздела; *в* — циркуляционный поток вокруг профиля

ным интегралом скорости вдоль кривой AB интеграл от скалярного произведения вектора скорости c на линейный элемент длины dl кривой AB, т. е.

$$\Lambda = \int_A^B \vec{c}\, dl.$$

Если α есть угол между векторами c и dl, то

$$\vec{c}dl = c dl \cos\alpha.$$

Криволинейный интеграл скорости, взятый вдоль замкнутого контура L (рис. 1.4), называется *циркуляцией скорости* и обозначается буквой Г. Применяя для интеграла вдоль замкнутого контура знак $\oint$, можно записать

$$\Gamma = \oint \vec{c}\, dl. \qquad (1.15)$$

При решении ряда задач гидродинамики пользуются теоремой Томсона: *в потенциальном однородном потоке жидкости циркуляция скорости по любому замкнуто-*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

му контуру во время движения жидкости остается постоянной.

Из этой теоремы можно получить множество различных следствий. Если, например, движение жидкости начинается из состояния покоя, т. е. в начальный момент, а циркуляция скорости вдоль каждой замкнутой жидкой линии заведомо равна нулю, то и в дальнейшем она остается равной нулю. Это означает, что потенциальный поток не может стать вихревым.

Однако существуют потенциальные течения, в которых циркуляция скорости в целом для всего потока не равна нулю. Необходимым для этого условия является *многосвязность* области, в которой происходит течение. Под многосвязной понимают такую область или плоскость, где замкнутые кривые нельзя стянуть в точку, не разрывая этих кривых. Область становится многосвязной, когда, например, поток жидкости обтекает какое-либо препятствие — цилиндр или другое тело. В этом случае за телом образуется вихрь, который срывается и уносится потоком, оставляя вокруг профиля циркуляцию скорости, равную по величине и противоположную по направлению (в соответствии с теоремой Томсона).

Рассмотрим механизм возникновения циркуляции скорости при обтекании потенциальным потоком жидкости аэродинамического профиля (рис. 1·5). При асимметричном обтекании профиля в кормовой части встречаются два потока, имеющие различные скорости обтекания. Поверхность, которая условно делит эти два потока, называется поверхностью раздела (на рис. 1.5, *а* линия *cd*). Вследствие неустойчивости поверхность раздела распадается, сворачиваясь в вихрь (рис. 1.5, *б*). Так как поток потенциальный, то сумма вихрей, образующаяся в потоке, должна обеспечить в нем нулевую циркуляцию скорости по любому замкнутому контуру, не охватывающему обтекаемое тело. Поэтому оторвавшийся от профиля вихрь вызывает вокруг него циркуляцию скорости, равную по абсолютному значению своей циркуляции, но противоположно направленную. С циркуляцией тесно связано возникновение подъемной силы. Как видно из рис. 1.5, *в*, при сложении циркуляционного и потенциального потоков скорость последнего над профилем увеличивается, а под профилем — умеиьшается. В соответствии с уравнением Д. Бернулли давление

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

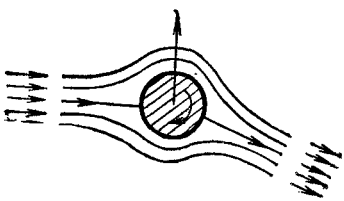


Рис. 1.6. Схема обтекания потока вязкой жидкости вращающегося цилиндра

под профилем возрастет и, следовательно, возникнет суммарная сила давления, действующая в направлении верхней кромки профиля.

Циркуляция скорости может возникнуть при обтекании тела как потенциальным, так и вязким потоком жидкости. Для иллюстрации рассмотрим поперечное обтекание потоком вязкой жидкости цилиндра, вращающегося с постоянной скоростью (рис. 1.6). Как известно, вблизи поверхности твердого тела в жидкости возникает тонкий пограничный слой. Поскольку вязкие силы в этом слое существенны, очевидно, что те частицы жидкости, которые находятся вблизи вращающегося цилиндра, приобретут движение в направлении вращения цилиндра. Циркуляция скорости, причиной возникновения которой является трение, создает силу, действующую на цилиндр в направлении, перпендикулярном направлению потока. Поэтому эта сила называется поперечной. Поперечная сила всегда направлена от той стороны вращающегося тела, на которой направление вращения и направление потока противоположны, к той стороне, на которой эти направления совпадают. Возникновение при указанных условиях поперечной силы называется *эффектом Магнуса* (по имени ученого, впервые открывшего это явление в 1852 г.).

Циркуляцию скорости можно определить, если рассмотреть в качестве примера простейший случай, когда жидкость вращается как твердое тело с угловой скоростью ω_0 вокруг некоторой оси. Возьмем в плоскости, перпендикулярной оси вращения, площадку, ограниченную окружностью радиусом r, с центром на оси вращения и вычислим циркуляцию скорости вдоль этой окружности. Так как окружная скорость течения жидкости в точках окружности равна $v_\tau = \omega_0 r$ и направлена по касательной к окружности, то циркуляция скорости вдоль выбранного контура (окружности) равна:

$$\Gamma = v_\tau 2\pi r.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Подставляя в полученное выражение значение окружной скорости, имеем

$$\Gamma = \pi r^2 2\omega_0. \qquad (1.16)$$

Таким образом, циркуляция скорости по замкнутому контуру равна площади контура, умноженной на удвоенную угловую скорость вращения жидкости. В курсах гидромеханики показано, что циркуляцию скорости можно вычислить подобным образом для любого замкнутого контура, проведенного в массе жидкости.

§ 2. Основные параметры работы нагнетателей

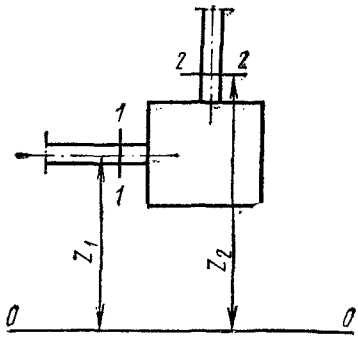
Работа любого нагнетателя характеризуется его рабочими параметрами, главными из которых являются: подача, напор (давление), мощность и КПД.

Подача. Объем жидкости, подаваемой нагнетателем в единицу времени, называется подачей. Как следует из определения, расход жидкости, проходящей в трубопроводе, равен подаче нагнетателя, сообщающего этой жидкости движение. Подача насоса обозначается символом Q, м^3/с, подача вентилятора — L, м^3/с (м^3/ч).

Напор (давление). Напор нагнетателя — понятие энергетическое. Для доказательства воспользуемся законом сохранения энергии и применим его для случая движения жидкости, проходящей через нагнетатель. Обратимся к схеме, изображенной на рис. 1.7. Если иметь в виду, что жидкость при прохождении через нагнетатель не подогревается (т. е. отсутствует подвод теплоты извне) и ее температура остается постоянной (нет изменения внутренней энергии), то закон сохранения энергии может быть сформулирован следующим образом: изменение механической энергии рабочего тела (в данном случае жидкости) равно работе внешних сил. Таким образом, чтобы написать уравнение сохранения энергии для жидкости, проходящей через нагнетатель, необходимо знать, какие силы действуют в жидкости.

Из курса гидравлики известно, что в движущейся жидкости помимо массовых сил имеются поверхностные силы давления и силы трения. Для жидкости, проходящей через нагнетатель, к ним добавятся силы, осуществляющие работу в рабочем органе (например, для лопастных нагнетателей это силы воздействия рабочих лопаток на жидкость). Определим работу всех названных сил.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



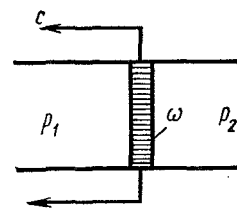


Рис. 1.8. К определению работы сил давления

Рис. 1.7. К выводу уравнения сохранения энергии для работы нагнетателя

а) Работа сил давления. Для понимания работы этих сил рассмотрим небольшой пример. Пусть имеется цилиндр площадью сечения ω, в котором перемещается поршень (рис. 1.8). Допустим, что в течение некоторого времени t давление в цилиндре справа от поршня было больше, чем давление слева, т. е. $p_2 > p_1$.

В этом случае сила давления $p_2\omega$ будет больше силы давления $\bar{p}_1\omega$. В результате суммарного действия этих сил поршень начнет перемещаться в сторону меньшего давления. Следовательно, суммарная сила давления, осуществляющая работу по перемещению поршня со скоростью c, равна:

$$A_p = (p_2 - p_1)\omega ct.$$

В полученном выражении произведение ωc равно расходу Q жидкости, проходящей через сечение цилиндра. Имея в виду, что давление жидкости на выходе из нагнетателя больше, чем на входе, работу сил давления при перемещении жидкости из сечения *1—1* в сечение *2—2* (см. рис. 1.7) можно определить выражением

$$A_p = Qt(p_2 - p_1). \qquad (1.17)$$

б) Работа сил трения. В технической механике жидкости потери напора h_w были определены как работа, совершаемая силами трения в потоке, отнесенная к единице веса движущейся жидкости. Поскольку в течение времени t через нагнетатель проходит жидкость весом γQt, то суммарная работа сил трения при

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

прохождении жидкости этого веса через нагнетатель будет равна:

$$A_т = \gamma Q t h_w. \qquad (1.18)$$

в) Работа сил, совершаемая рабочим органом нагнетателя. Допустим, что в рабочем органе нагнетателя работа, осуществляемая над единицей веса жидкости, равна $H_т$. За тот же промежуток времени t через нагнетатель пройдет γQt жидкости. Таким образом, вся работа, совершаемая рабочим органом нагнетателя на перемещение жидкости из сечения *1—1* в сечение *2—2*, определяется выражением

$$A_н = \gamma Q t H_т. \qquad (1.19)$$

Работа сил, определяемых выражениями (1.17)—(1.19), в соответствии с законом сохранения энергии должна пойти на изменение механической энергии, которая равна сумме кинетической $mc^2/2$ и потенциальной mgh энергии.

Пусть в сечении *1—1* кинетическая энергия потока жидкости равна $mc^2_1/2$, а в сечении *2—2* — $mc^2_2/2$. Тогда изменение кинетической энергии потока жидкости, прощедшей через нагнетатель, определится разностью

$$\Delta Э_к = mc^2_2/2 - mc^2_1/2.$$

Масса жидкости m, прошедшая через нагнетатель за время t, равна ρQt. Таким образом, окончательно выражение для изменения кинетической энергии потока жидкости, прошедшей из сечения *1—1* в сечение *2—2*, будет иметь вид

$$\Delta Э_к = \rho Q t c^2_2/2 - \rho Q t c^2_1/2.$$

Для определения потенциальной энергии необходимо провести плоскость сравнения *О—О* (см. рис. 1.7). Тогда изменение потенциальной энергии потока жидкости при перемещении ее нагнетателем из сечения *1—1* в сечение *2—2* при условии, что за время t через нагнетатель проходит масса жидкости $m = \rho Qt$, будет равно:

$$\Delta Э_п = \rho Q t g Z_2 - \rho Q t g Z_1.$$

Закон сохранения энергии для случая движения жидкости через нагнетатель запишется в виде выражения

$$\Delta Э_к + \Delta Э_п = A_н - A_т - A_p. \qquad (1.20)$$

В выражении (1.20) работа сил трения и давления имеет отрицательный знак. Это означает, что силы дав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ления и трения, действующие в жидкости, проходящей через нагнетатель, являются реактивными, т. е. тормозящими поток. И только силы, возникающие в рабочем органе нагнетателя, являются активными, т. е. создающими движение в направлении перемещения жидкости.

Подставляя в выражение (1.20) известное значение для работы и энергии, получаем

$$\frac{\rho Qt}{2}\left(c_2^2-c_1^2\right)+g\rho Qt\,(Z_2-Z_1)=\gamma QtH_{\text{т}}-\gamma Qth_W-Qt\,(p_2-p_1).$$

Обозначим разность $H_{\text{т}}-h_W=H$ и перепишем выражение в виде

$$\gamma QtH=\gamma Qt\,(c_2^2/2g+Z_2+p_2/\gamma)-\gamma Qt\,(c_1^2/2g+ +Z_1+p_1/\gamma). \qquad (1.21)$$

Сумма величин, входящих в первое слагаемое правой части выражения (1.21), называется запасом полной энергии потока на выходе из нагнетателя. Сумма величин, входящих во второе слагаемое правой части, определяет запас полной энергии потока на входе в нагнетатель. Левая часть выражения (1.21) определяет суммарную работу, совершаемую рабочим органом нагнетателя. Таким образом, работа, совершаемая рабочим органом нагнетателя, идет на изменение полной энергии потока проходящей через него жидкости.

Работу, совершаемую рабочим органом насоса, принято относить к весу жидкости (γQt), проходящей через насос. В этом случае выражение (1.21) приобретает вид

$$H=(c_2^2/2g+Z_2+p_2/\gamma)-(c_1^2/2g+Z_1+p_1/\gamma). \qquad (1.22)$$

Величина H, определяемая выражением (1.22), называется *напором насоса* и представляет собой энергию, сообщенную единице веса жидкости, прошедшей через насос.

Работу, совершаемую рабочим органом вентилятора, принято относить к объему газа Lt, прошедшего через вентилятор. В этом случае уравнение (1.21) запишется в виде

$$\gamma H=(\rho c_2^2/2+\gamma Z_2+p_2)-(\rho c_1^2/2+\gamma Z_1+p_1). \qquad (1.23)$$

Имея в виду, что член γZ значительно меньше остальных слагаемых выражения (1.23), а произведение γH определяется в единицах давления, вместо уравнения (1.23) получаем выражение

$$\Delta p=(p_2+\rho c_2^2/2)-(p_1+\rho c_1^2/2). \qquad (1.24)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

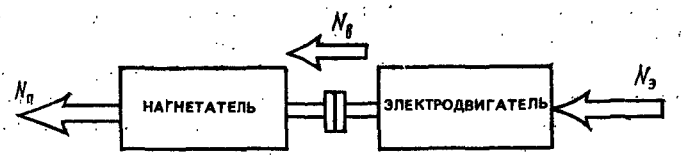


Рис. 1.9. Схема трансформации мощности при работе нагнетателя от электропривода

Давление вентилятора, определяемое выражением (1.24), представляет собой энергию, сообщенную единице объема газа, прошедшего через вентилятор.

Мощность. Под мощностью понимают энергию, сообщаемую или затрачиваемую в единицу времени. Используя такие понятия, как напор насоса H или давление вентилятора Δp, можно определить полезную мощность потока жидкости, выходящей из нагнетателя. Действительно, если каждой единице веса капельной жидкости сообщается энергия H, то при весовой подаче насоса, равной γQ, жидкость выходит из насоса, обладая полезной мощностью

$$N_п = \gamma Q H. \tag{1.25}$$

Проводя аналогичные рассуждения и рассматривая работу вентилятора, получим, что если каждой единице объема воздуха, прошедшего через вентилятор, сообщается давление Δp, то газ выходит из вентилятора, обладая полезной мощностью

$$N_п = \Delta p L. \tag{1.26}$$

В любой насосной или вентиляторной установке мощность в различных ее узлах не одинакова (рис. 1.9). Чаще всего приводом для нагнетателя является электродвигатель, который потребляет мощность $N_э$. Эта мощность в электродвигателе преобразуется в механическую мощность, которая выходит от электродвигателя в виде мощности на валу $N_в$. Вполне естественно, что мощность на валу меньше, чем мощность электрическая, так как часть мощности теряется при работе электродвигателя. Потери мощности в электродвигателе учитываются КПД электродвигателя $\eta_э$ в виде зависимости

$$N_в = N_э \eta_э.$$

Таким образом, нагнетателю подается мощность на валу, или, как иногда ее называют, мощность, потреб-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ляемая нагнетателем. Часть мощности на валу передается потоку жидкости, проходящей через нагнетатель, тогда из насоса нагнетателя жидкость выходит, обладая запасом мощности, которая называется *полезной* $N_п$. Если, например, насос создает напор H и через него движется жидкость с расходом Q, то полезная мощность насоса определится выражением (1.25).

В объемных насосах напор часто определяется в единицах давления, в этом случае

$$\gamma H = \Delta p,$$

где $\Delta p = p_2 - p_1$ — разность давления в напорном и всасывающем патрубках насоса.

Тогда полезная мощность объемного насоса определится зависимостью

$$N_п = Q(p_2 - p_1).$$

Полезная мощность нагнетателя меньше, чем мощность на валу, на величину потерь мощности в нагнетателе. Эти потери мощности учитываются КПД нагнетателя $\eta_н$. Таким образом,

$$N_п = N_в \eta_п.$$

КПД нагнетателя. Потери мощности в нагнетателе, определяемые величиной $\eta_н$, подразделяют на гидравлические, объемные и механические.

Механическими являются потери мощности на различные виды трения в рабочем органе нагнетателя. Если эти потери мощности обозначить через ΔN, то механический КПД будет равен:

$$\eta_м = (N_в - \Delta N)/N_в.$$

Объемные потери возникают в результате утечек жидкости через уплотнения в нагнетателе, а также перетоков из областей высокого давления в области низких, обусловленных особенностями конструкций. Перетоки отмечаются в лопастных нагнетателях. Там жидкость может перетекать обратно во всасывающий патрубок с периферии рабочего колеса через зазоры между рабочим колесом и корпусом нагнетателя (рис. 1.10).

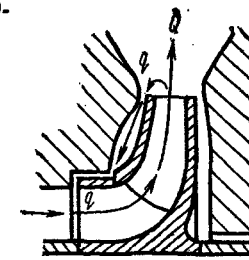
Если объемы утечек и перетоков, происходящих в единицу времени, обозначить через q, то объемный КПД будет равен:

$$\eta_0 = Q/(Q+q),$$

где Q — подача насоса.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. 1.10. Схема перетока жидкости в лопастном насосе



Гидравлический КПД ($\eta_г$) учитывает потери, которые возникают вследствие наличия гидравлических сопротивлений в подводе, рабочем колесе и отводе. Если потери напора в рабочем органе нагнетателя обозначить через h_w, то гидравлический КПД определится в виде

$$\eta_г = H/(H+h_w).$$

КПД нагнетателя равен произведению гидравлического, механического и объемного КПД

$$\eta_н = \eta_г \eta_о \eta_м.$$

ГЛАВА 2
КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ И ОБЛАСТЬ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

§ 3. Классификация нагнетателей

Гидравлической машиной называют устройство, преобразующее механическую работу в энергию потока жидкости и наоборот. Гидравлическая машина, в которой в результате обмена энергией происходит преобразование механической энергии жидкости в механическую работу (вращение вала, возвратно-поступательное движение поршня и т. д.), называется *турбиной* или *гидродвигателем*. Гидравлическая машина, в которой происходит преобразование механической работы в механическую энергию жидкости, называется *нагнетателем*. К нагнетателям относятся насосы и воздуходувные машины. Воздуходувные машины служат для повышения давления и подачи воздуха или другого газа. В зависимости от степени сжатия воздуходувные машины разделяют на вентиляторы и компрессоры.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Вентилятор — воздуходувная машина, предназначенная для подачи воздуха или другого газа под давлением до 15 кПа при организации воздухообмена.

Компрессором называют воздуходувную машину, предназначенную для сжатия и подачи воздуха и какого-либо газа под давлением не ниже 0,2 МПа.

Насос — устройство, служащее для напорного перемещения (всасывания, нагнетания) главным образом капельной жидкости в результате сообщения ей энергии.

Основное назначение нагнетателя — повышение полного давления перемещаемой среды. В зависимости от свойств среды (газ, чистая жидкость, загрязненная жидкость и взвесь, вязкая жидкость, агрессивная жидкость, жидкий металл, сжиженный газ и т. п.) применяются нагнетатели различных типов и конструкций. В практике довольно часто встречаются нагнетатели разных типов, названия которым даны в зависимости от их назначения и особенностей эксплуатации (например, питательные, циркуляционные, конденсатные насосы для тепловых электростанций и т. п.). Нагнетатели в основном классифицируют по принципу действия и конструкции. В этом смысле их подразделяют на объемные и динамические.

Объемные нагнетатели работают по принципу вытеснения, когда давление перемещаемой среды повышается в результате сжатия. К ним относятся возвратно-поступательные (диафрагменные, поршневые) и роторные (аксиально- и радиально-поршневые, шиберные, зубчатые, винтовые и т. п.) насосы.

Динамические нагнетатели работают по принципу силового воздействия на перемещаемую среду. К ним относятся лопастные (радиальные, центробежные, осевые) нагнетатели и нагнетатели трения (вихревые, дисковые, струйные и т. п.).

Нагнетатели, используемые в системах теплогазоснабжения и вентиляции, должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1) соответствие фактических параметров работы (p, L и N) заданным расчетным условиям;

2) возможность регулирования подачи и давления в определенных пределах;

3) устойчивость и надежность в работе;

4) простота монтажа;

5) бесшумность при работе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

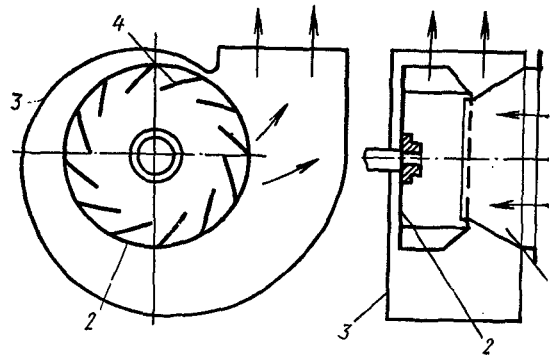


Рис. 2.1. Схема радиального вентилятора
1 — коллектор; *2* — рабочее колесо; *3* — спиральный кожух; *4* — лопатка

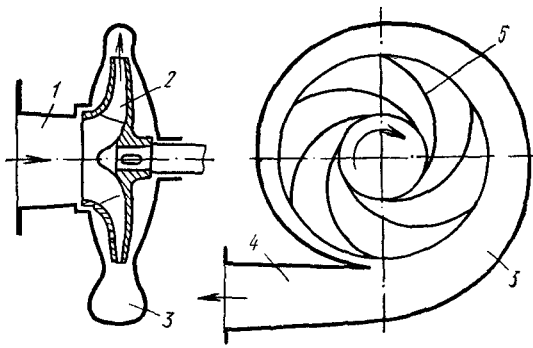


Рис. 2.2. Схема центробежного насоса
1 — входной патрубок; *2* — рабочее колесо; *3* — корпус; *4* — нагнетательный патрубок; *5* — лопатка

Рассмотрим схемы и принципы действия нагнетателей разного типа.

В радиальном вентиляторе со спиральным кожухом (рис. 2.1) перемещаемая среда, двигаясь в осевом направлении через всасывающий коллектор, попадает на вращающееся рабочее колесо, снабженное лопатками, изменяет направление своего движения к периферии колеса, закручивается в направлении вращения, поступает в спиральный кожух и затем через отверстие выходит из нагнетателя. Рабочее колесо сидит на валу и приводится во вращение приводом. Вал вращается в подшипниках, укрепленных на станине или непосредственно на кожухе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

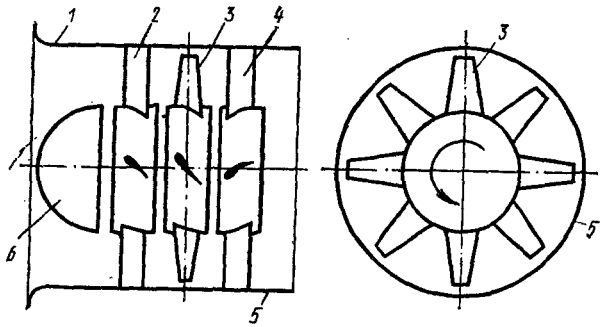


Рис. 2.3. Схема осевого вентилятора
1 — коллектор; *2* — входной направляющий аппарат; *3* — рабочее колесо; *4* — выходной направляющий аппарат; *5* — кожух (обечайка); *6* — обтекатель

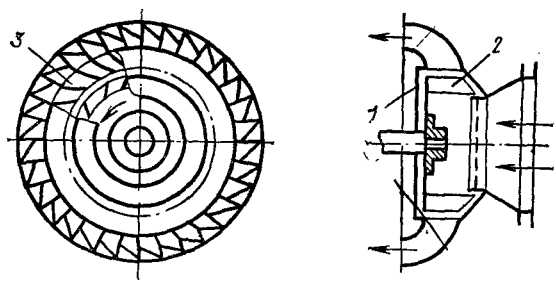


Рис. 2.4. Схема прямоточного вентилятора
1 — корпус; *2* — рабочее колесо; *3* — диффузор

Аналогичную конструкцию и принцип действия имеет центробежный насос, изображенный на рис. 2.2.

К достоинствам таких вентиляторов следует отнести возможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей, высокий КПД (более 80 %), простоту изготовления, высокую равномерность подачи и относительную простоту ее регулирования. Недостатком является то, что подача зависит от сопротивления сети.

В **осевом вентиляторе** (рис. 2.3) поток движется преимущественно в направлении оси вращения и некоторое закручивание приобретает лишь при выходе из колеса. Поток через коллектор поступает во входной направляющий аппарат, затем в рабочее колесо и в выходной направляющий аппарат. Колесо сидит на валу, вращающемся в подшипниках, укрепленных на стойках.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Колесо и направляющие аппараты заключены в кожух (обечайку). Втулка рабочего колеса имеет обтекатель.

Как в осевом, так и в радиальном вентиляторе передача энергии от двигателя потоку среды происходит во вращающемся рабочем колесе.

Аналогичную конструкцию и принцип действия имеет осевой насос, схема которого изображена на рис. 4.32.

Осевые нагнетатели просты в изготовлении, компактны, реверсивны; по сравнению с радиальными нагнетателями они имеют более высокие КПД и подачу при относительно низком давлении (напоре).

В **прямоточном радиальном вентиляторе** (рис. 2.4) перемещаемая среда вначале также движется в осевом направлении и поступает во вращающееся рабочее колесо, где под действием центробежной силы проходит в радиальном направлении в межлопаточном пространстве и выходит в осевом направлении по кольцу через радиальный лопастной диффузор, стенки которого имеют криволинейную форму, а лопатки установлены на осесимметричном коленообразном участке диффузора. В диффузоре часть динамического давления преобразуется в статическое. КПД вентилятора достигает 70 %. Одним из преимуществ вентиляторов такого типа является возможность размещения электродвигателя внутри кожуха, что приводит к улучшению шумовых характеристик установки. Изготовление таких вентиляторов несколько сложнее, чем обычных.

Смерчевой вентилятор (рис. 2.5) имеет рабочее колесо с небольшим числом лопаток, прикрепленных к заднему диску. Это колесо размещено в специальной нише в задней стенке спирального кожуха. При вращении колеса возникает вихревое течение, аналогичное атмосферному вихрю — смерчу, в центральной и периферийной частях которого образуется перепад давлений, являющийся побудителем движения воздуха. Вследствие этого основная часть потока с содержащимися в нем примесями проходит через нагнетатель, минуя рабочее колесо. КПД вентилятора не превышает 60 %.

Дисковый вентилятор (рис. 2.6) относится к нагнетателям трения. Рабочее колесо у такого нагнетателя представляет собой пакет дисков (колец), расположенных с небольшим зазором перпендикулярно оси вращения колеса. Передача энергии от колеса потоку жид-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

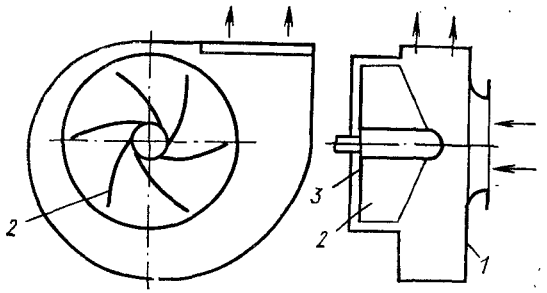


Рис. 2.5. Схема смерчевого вентилятора
1 — кожух; *2* — лопатка; *3* — задний диск

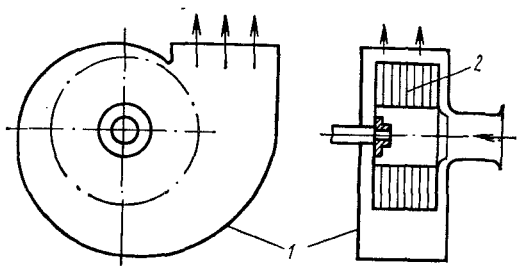


Рис. 2.6. Схема дискового вентилятора
1 — корпус; *2* — рабочее колесо

кости происходит в результате действия сил трения в пограничном слое, образующемся на дисках. Отсутствие срывных вихревых зон, неизбежных в лопастном рабочем колесе, способствует устойчивой работе дисковых машин с малым шумом. КПД таких нагнетателей не превышает 40—45 %.

Вихревой насос (рис. 2.7) относится к машинам трения. Его рабочее колесо, аналогично колесу центробежного насоса, засасывает жидкость из внутренней части канала и нагнетает ее во внешнюю, в результате чего возникает продольный вихрь. При прохождении жидкости через рабочее колесо в вихревом насосе, как и в центробежном, увеличиваются кинетическая энергия жидкости (увеличивается ее скорость) и потенциальная энергия давления.

Рабочим органом насоса является рабочее колесо с радиальными или наклонными лопатками. Колесо вращается в цилиндрическом корпусе с малыми торцовы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

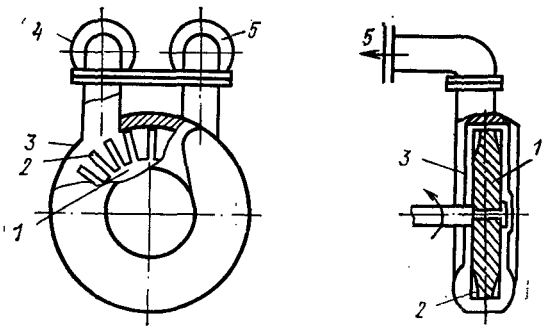


Рис. 2.7. Схема вихревого насоса

1 — рабочее колесо; *2* — лопатка; *3* — корпус; *4* — всасывающее отверстие; *5* — выходное отверстие

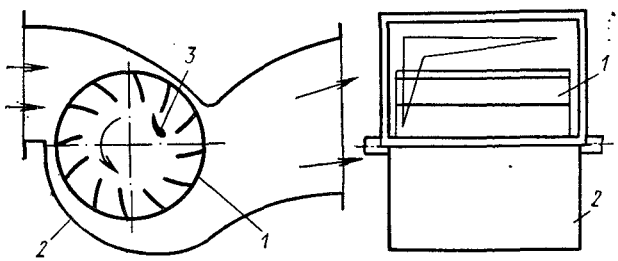


Рис. 2.8. Схема диаметрального вентилятора

1 — рабочее колесо; *2* — корпус; *3* — неподвижное тело

ми зазорами. Жидкость поступает через всасывающее отверстие в канал, перемещается по нему рабочим колесом и выбрасывается через выходное отверстие.

Вихревой насос по сравнению с центробежным обладает следующими достоинствами: создаваемое им давление в 3—5 раз больше при одинаковых размерах и частоте вращения рабочего колеса; конструкция проще и дешевле; обладает самовсасывающей способностью; может работать на смеси жидкости и газа; подача меньше зависит от противодавления сети. Недостатками насоса являются низкий КПД, не превышающий в рабочем режиме 45 %, и непригодность для подачи жидкости, содержащей абразивные частицы (так как это приводит к быстрому изнашиванию стенок торцовых и радиальных зазоров и, следовательно, падению давления и КПД).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Диаметральный вентилятор (рис. 2.8) имеет следующий принцип действия. Если во вращающееся колесо барабанного типа поместить неподвижное тело, расположенное несимметрично относительно оси колеса, то осесимметричный вихрь, образующийся вокруг колеса, смещается в сторону, и возникает течение воздуха через колесо в сторону меньшего сечения. Поперечное течение появляется также при установке лопаточного колеса в несимметричном коленообразном корпусе.

Диаметральные вентиляторы имеют следующие преимущества по сравнению с радиальными: диаметральные вентиляторы с широкими колесами могут непосредственно присоединяться к воздуховодам, имеющим сечение в форме вытянутого прямоугольника; диаметральные вентиляторы могут создавать значительные давления даже при невысоких окружных скоростях рабочих колес, поскольку поток воздуха дважды пересекает лопаточное колесо.

Недостатки, мешающие более широкому применению диаметральных вентиляторов, состоят в следующем: невысокий КПД (максимальный 60—65 %); повышенный уровень шума; возможность появления неустойчивых режимов работы в области, где с увеличением подачи наблюдается рост давления; существенные перегрузки электродвигателя при уменьшении сопротивления сети.

Поршневой нагнетатель (рис. 2.9) состоит из цилиндрического корпуса, внутри которого перемещается поршень с кольцами, всасывающего и нагнетательного клапанов. Поршень в корпусе совершает возвратно-поступательное движение. Преобразование вращательного движения привода в возвратно-поступательное движение поршня осуществляется с помощью кривошипно-шатунного механизма. При движении поршня вправо открывается клапан *3*, и жидкость заполняет пространство внутри корпуса. При этом клапан *4* закрыт. При движении поршня влево клапан *3* закрыт, открывается клапан *4*, и жидкость выталкивается в нагнетательный трубопровод.

Поршневые нагнетатели имеют следующие достоинства: высокий КПД (до 95 %); возможность получения высоких давлений; независимость подачи от противодавления сети; возможность запуска в работу без предварительного залива (при использовании в качестве на-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

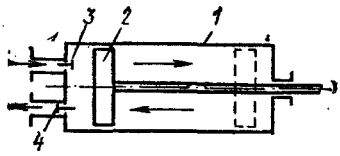


Рис. 2.9. Схема поршневого нагнетателя
1 — корпус; *2* — поршень; *3* — всасывающий клапан; *4* — нагнетательный клапан

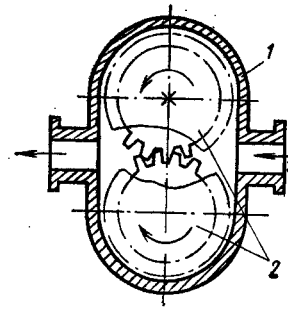


Рис. 2.10. Схема зубчатого насоса
1 — корпус; *2* — шестерня

сосов). К недостаткам относятся громоздкость конструкции; невозможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей из-за сложности привода через кривошипно-шатунный механизм; сложность регулирования подачи.

Зубчатый (шестеренный) насос (рис. 2.10) состоит из двух шестерен, расположенных в корпусе. Одна из шестерен приводится в движение расположенным на одной оси электродвигателем, а вторая получает вращение от первой благодаря плотному зацеплению зубьев. При работе жидкость захватывается зубьями колес, отжимается к стенкам корпуса и перемещается со стороны всасывания на сторону нагнетания. Переток жидкости в обратном направлении практически отсутствует из-за плотного сцепления зубьев.

Число зубьев в пределе может быть уменьшено до двух, при этом вращающиеся элементы будут иметь очертания, напоминающие восьмерку (рис. 2.11). В таком нагнетателе необходимо обеспечить привод от двигателя обеих «восьмерок», так как в отличие от зубчатых насосов они не имеют зацепления.

К достоинствам нагнетателей данного вида следует отнести компактность, простоту конструкции, отсутствие клапанов, возможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей, независимость подачи от противодавления сети, реверсивность, возможность получения высоких давлений (5 МПа для шестеренного насоса, 0,5 МПа для насоса «восьмерочного» типа). Основные недостатки состоят в быстром износе

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

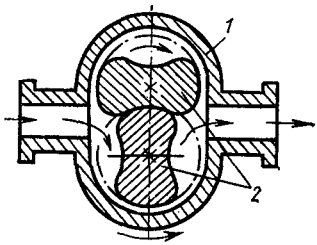


Рис. 2.11. Схема нагнетателя восьмерочного типа
1 — корпус; *2* — рабочее колесо

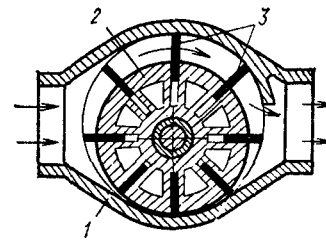


Рис. 2.12. Схема пластинчатого нагнетателя
1 — корпус; *2* — ротор; *3* — пластины

рабочих органов, невысокой подаче и сравнительно низком КПД (до 0,75 %).

Пластинчатый нагнетатель (рис. 2.12), как и зубчатый, относится к группе роторных машин. Он состоит из цилиндрического корпуса, в котором эксцентрично расположен массивный ротор с радиальными продольными пазами, где свободно размещены пластины, выполненные из материала, хорошо сопротивляющегося истиранию. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил выходят из пазов, прижимаются к внутренней поверхности корпуса, захватывают на стороне всасывания жидкость и перемешают ее к нагнетательному трубопроводу, т. е. пластины как бы выполняют роль поршня.

К достоинствам нагнетателя относятся высокая равиомерность подачи, возможность непосредственного соединения с электродвигателем, отсутствие клапанов, реверсивность, независимость подачи от противодавления сети. К недостаткам следует отнести повышенную чувствительность к качеству перемещаемой жидкости (наличию в ней механических примесей), быстрый износ кромок пластин, довольно низкий КПД — 50 % (из-за перетекания жидкости через зазоры между кромками пластин и стенками корпуса).

В **струйных нагнетателях** смешение двух жидких или газообразных сред происходит под воздействием давления, создаваемого другими нагнетателями (например, насосами или вентиляторами). Движение перемещаемой жидкости обеспечивается струей рабочей жидкости.

Известны две конструктивные схемы струйных аппаратов. В аппаратах, выполненных по первой схеме

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

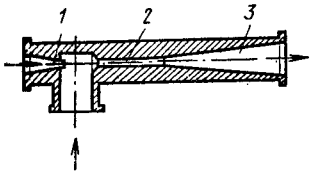


Рис. 2.13. Схема водоструйного нагнетателя
1 — сопло; *2* — камера смешения; *3* — диффузор

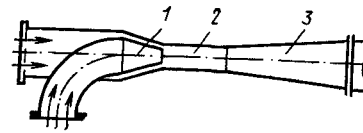


Рис. 2.14. Схема эжектора
1 — сопло; *2* — камера смешения; *3* — диффузор

(рис. 2.13), подмешиваемый поток поступает под углом 90° к оси аппарата. Вследствие больших потерь на удар при смешивании потоков КПД этих аппаратов очень низок и не превышает 25 %. В аппаратах, выполненных по второй схеме (рис. 2.14), подмешиваемый поток подводится вдоль оси аппарата. При этом, как доказал проф. П. Н. Каменев, их КПД может быть доведен до 43,5 %.

Любой струйный аппарат состоит из сопла, куда подается рабочая жидкость (вода, газ, пар), камеры смешения, где смешиваются рабочая и подсасываемая жидкости, и диффузора, в котором осуществляется преобразование кинетической энергии в потенциальную, т. е. создается давление.

Работает струйный аппарат следующим образом. Рабочая жидкость выходит из сопла с большой скоростью в виде струи, несущей большой запас кинетической энергии. Активная рабочая струя захватывает окружающую жидкость и передает ей часть своей энергии. Образовавшийся смешанный поток движется в проточной части аппарата. В камере смешения в результате обмена импульсами происходит выравнивание поля скоростей потока и за счет высвобождающейся кинетической энергии растет его статическое давление. Затем поток поступает в диффузор, где вследствие уменьшения скорости и, следовательно, динамического давления потока происходит увеличение статического давления.

К достоинствам струйных аппаратов следует отнести простоту конструкции и отсутствие подвижных элементов; к недостаткам — очень низкий КПД.

В **пневматических нагнетателях (подъемниках)** для подъема жидкости используется сжатый воздух или технический газ. Идея подъема жидкости сжатым воз-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

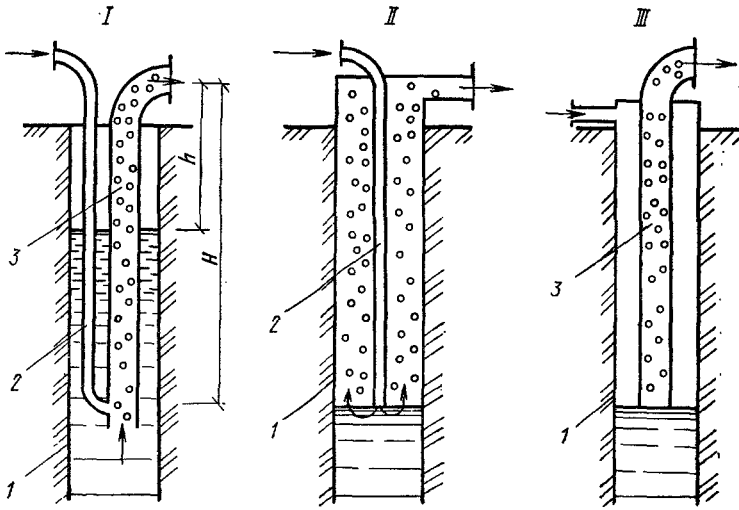


Рис. 2.15. Схема газлифта (эрлифта)

1 — обсадная труба; *2* — газовая труба; *3* — подъемная труба

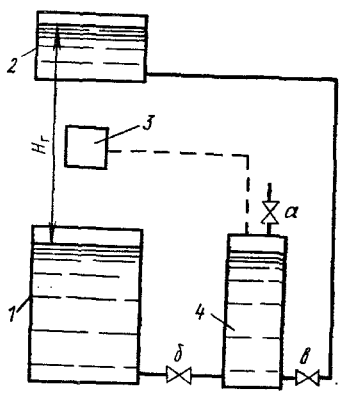


Рис. 2.16. Схема пневматического подъемника периодического действия

духом возникла в конце 18 в., но только спустя столетие нашла практическое применение для подъема воды и нефти из скважин. Аппарат, в котором воплотилась эта идея, получил название *газлифт (эрлифт)*. Теория газлифта, правильно объясняющая его действие увлечением жидкости всплывающими пузырьками воздуха, была разработана лишь в 1941 г. Н. М. Герсевановым.

Существует три типа газлифтов (рис. 2.15): I — с двумя трубами: газовой и для подъема жидкости (жидкостной); II — с одной газовой и III — с одной жидкост-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ной трубой, установленной в обсадной трубе и опущенной в скважину. В газлифте I и II типов сжатый воздух (или газ) под давлением нагнетается в скважину по газовой трубе, а в газлифте III типа воздух нагнетается в кольцевое пространство между обсадной и жидкостной трубами. В жидкостных трубах образуется смесь жидкости и воздуха (или газа) — эмульсия. Пузырьки воздуха (или газа) устремляются вверх, увлекая с собой жидкость. Достигнув верха труб, эмульсия изливается. Пузырьки воздуха (или газа) по мере движения вверх увеличиваются в объеме вследствие уменьшения в них давления, при этом возрастает скорость подъема эмульсии. При подъеме пузырьков часть жидкости не увлекается ими и падает вниз. Чем меньше скорость подъема эмульсии, тем больше утечка жидкости. Практикой установлены следующие оптимальные скорости движения эмульсии. При входе воздуха (или газа) $v \geqslant 3$ м/с, при изливе $v = 6 \div 8$ м/с. При увеличении скорости быстро возрастают потери давления, а при ее уменьшении увеличивается скольжение пузырьков воздуха (или газа), что приводит к увеличению потерь жидкости. На выходе эмульсии из газлифта сепаратором производится разделение газа и жидкости. Сепаратором для воды служит отражатель в виде зонта, установленный в приемном баке. Эмульсия ударяется о внутреннюю поверхность отражателя, воздух улетучивается, а вода стекает с отражателя в бак, откуда по трубам направляется в систему водоснабжения.

Для нормальной работы газлифта необходимо, чтобы высота слоя жидкости в скважине была больше высоты ее подъема ($H - h > h$), а также, чтобы уровень жидкости был постоянным (так называемый динамический уровень), а коэффициент погружения $K = H/h$ находился в пределах 1,7—3,5. Встречающиеся на практике газлифты имеют подачу 1—500 м³/ч с высотой подъема воды 10—200 м.

Несмотря на малый КПД (15—36 %) подъем жидкости с помощью газлифтов обладает следующими достоинствами: простота устройства, отсутствие в скважине механизмов, надежность и бесперебойность действия, невысокие требования к качеству жидкости.

К пневматическим подъемникам относится и пневматическое устройство периодического действия (рис. 2.16). Подъем воды из резервуара *1* в бак *2* на высоту $H_г$ осу-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ществляется с помощью компрессора *3* и пневматического баллона *4*. При отключенном компрессоре и открытых задвижках *а* и *б* баллон заполняется водой. Закрыв задвижки *а* и *б*, открывают задвижку *в* и, включив компрессор, вытесняют воду в бак. Цикл подачи осуществляется периодически.

§ 4. Области применения различных нагнетателей

Нагнетатели различных типов находят широкое применение в системах вентиляции и кондиционирования воздуха гражданских, общественных и промышленных зданий, в системах тепло-, газо- и водоснабжения, в различных теплоэнергетических установках, в химической, добывающей, машиностроительной и других отраслях народного хозяйства.

Наибольшее применение получили *радиальные* (центробежные) нагнетатели со спиральным кожухом общего и специального назначения. Используемые в качестве насосов, они создают напор 3500 м и более и имеют подачу 100 000 м³/ч в одном агрегате; при использовании в качестве вентиляторов их подача достигает 1 000 000 м³/ч в одном агрегате.

В системах теплоснабжения центробежные насосы применяют для подачи сетевой воды.

В теплоэнергетических установках (рис. 2.17) центробежные насосы применяют для питания котлоагрегатов, а также подачи конденсата в системе регенеративного подогрева питательной воды и циркуляционной воды в конденсаторы турбин. Их применяют также в системах гидрозолоудаления.

Большинство приточно-вытяжных установок гражданских, общественных и промышленных зданий оснащено радиальными вентиляторами низкого и среднего давления.

Радиальные вентиляторы являются неотъемлемой частью котлоагрегатов тепловых электрических станций и крупных котельных. Для отсасывания дымовых газов из топок котельных агрегатов применяют *дымососы*. Для подачи воздуха в топки котлоагрегатов предназначены *дутьевые вентиляторы*. При сжигании в топках котлоагрегатов неагрессивной угольной пыли ее пневматическая транспортировка осуществляется *мельничными вентиляторами*.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

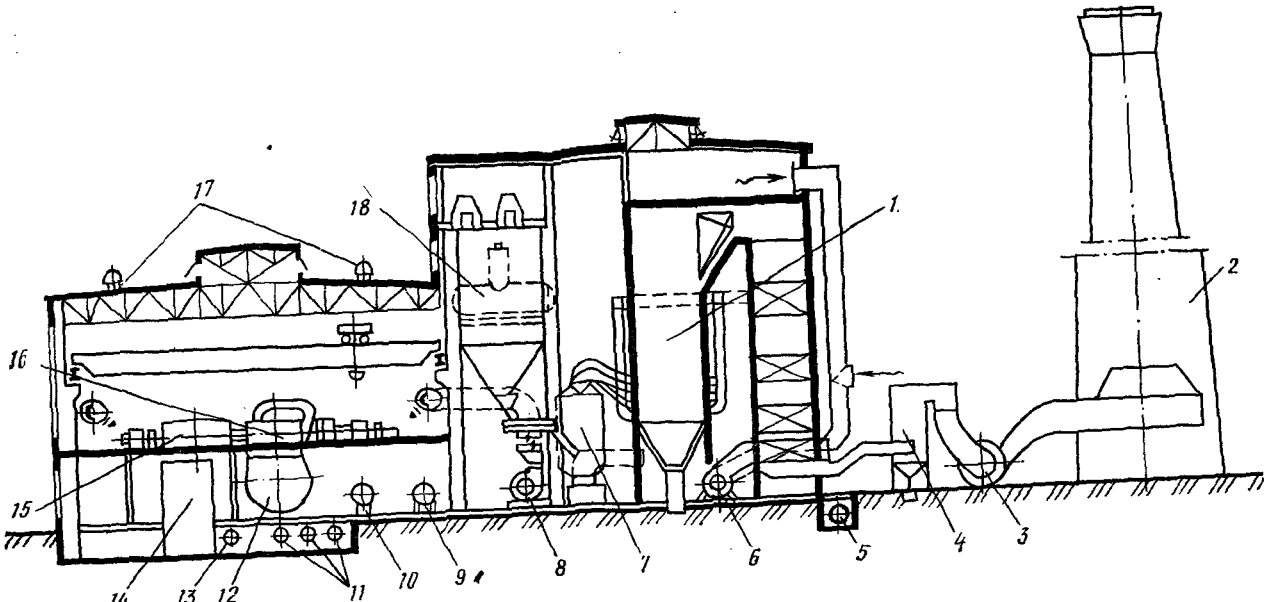


Рис. 2.17. Схема тепловой электрической станции

1 — котлоагрегат; *2* — дымовая труба; *3* — дымосос; *4* — мокрый золоуловитель; *5* — багерный насос; *6* — дутьевой вентилятор; *7* — пылеугольные мельницы; *8* — приточный вентилятор; *9* — питательный насос; *10* — сетевой насос; *11* — конденсатные насосы; *12* — конденсатор; *13* — циркуляционный насос; *14* — электрическое распределительное устройство; *15* — электрический генератор; *16* — турбина; *17* — вытяжной вентилятор; *18* — деаэратор

Электронная библиотека http://lgt.klstu.ru/

Малогабаритные радиальные вентиляторы с диаметрами рабочих колес менее 200 мм в последние годы все шире используют для практического решения задач современной техники. Они применяются для создания микроклимата в ограниченном пространстве, охлаждения радиоэлектронной аппаратуры, обслуживания портативных фильтров и других целей.

Радиальные вентиляторы среднего и высокого давления широко применяются в системах пневмотранспорта деревообрабатывающих, металлургических, машиностроительных и других предприятий.

Специфические особенности техиологического процесса ряда производств обусловили появление радиальных вентиляторов, выполненных из нержавеющей стали, из алюминиевых сплавов с повышенной защитой от искрообразования, из титановых сплавов, пластмассы и т. д.

Осевые нагнетатели широко применяются как в качестве вентиляторов, так и в качестве насосов. Осевые вентиляторы используются в установках местного проветривания для вентиляции отдельных выработок, стволов и участков шахтной вентиляционной сети; для проветривания станций и перегонных тоннелей метрополитена; в вентиляториых градирнях тепловых электростанций и др. В последние годы в связи с увеличением мощностей паровых турбин циркуляционная вода в конденсаторы турбин подается быстроходными осевыми насосами.

Прямоточные радиальные вентиляторы используют в установках с ограниченными размерами. Представляется, что такие вентиляторы найдут применение в кондиционерах (исходя из их компоиовочных возможностей и организации потоков).

Смерчевые вентиляторы целесообразно применять для перемещения среды, которую нельзя подвергать механическому повреждению, а также для пневматического траиспортирования материалов, вызывающих большой износ лопаток и дисков рабочих колес.

Дисковые вентиляторы благодаря своей малошумности устанавливаются в местных кондиционерах для вентиляции помещений, где недопустим шум, и в других специальных установках. Разработаны конструкции дисковых насосов, обладающих высокими антикавитационными качествами.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Вихревые насосы обычно применяют при необходимости создания большого напора при малой подаче. Поэтому их широко применяют в химической промышленности для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реагентов, где при малых подачах (мала скорость протекания химических реакций) необходимы высокие напоры (велики гидравлические сопротивления реакторов и давления, при которых протекают реакции). Вихревые машины используют в качестве вакуум-насосов и компрессоров низкого давления. В последние годы они находят применение в системах перекачки сжиженного газа.

Диаметральные вентиляторы благодаря их конструктивным особенностям начинают широко использоваться в системах вентиляции и кондиционирования воздуха кабин самоходных сельскохозяйственных машин, в лазерных технологических установках, в электротермическом оборудовании, в бытовых установках и т. п.

Поршневые насосы применяются для питания паровых котлоагрегатов малой паропроизводительности и в качестве дозаторов реагентов для поддержания требуемого качества питательной и котловой воды крупных котлоагрегатов. На тепловых электростанциях поршневые компрессоры служат для обдува поверхностей нагрева котельных агрегатов с целью их очистки от летучих золы и сажи, а также для снабжения сжатым воздухом пневматического инструмента.

Роторные нагнетатели применяются на электростанциях в системах смазки и регулирования турбин (шестеренные насосы), часто используются в качестве компрессоров.

Струйные нагнетатели получили широкое применение во многих отраслях народного хозяйства: в промышленной теплоэнергетике; в теплофикационных установках — в качестве элеваторов на вводах теплосети в здания; в системах вентиляции цехов химических предприятий, взрыво- и пожароопасных помещений — в качестве эжекторов в вытяжных установках; в холодильных установках и для питания паровых котлов в передвижных паросиловых установках — в качестве инжекторов; в установках пневмо- и гидротранспорта, водоснабжения и др.

Применение *газлифтов* целесообразно в случае подачи агрессивных жидкостей на небольшую высоту. Такие

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

случаи встречаются в химической и пищевой отраслях промышленности. Газлифты иногда применяют на тепловых электростанциях для подъема воды из буровых скважин основного или резервного хозяйственного водоснабжения.

Центробежные компрессоры являются основным видом компрессорных машин в химическом и металлургическом производствах. Эти машины получают распространение в системах магистрального газоснабжения.

Компрессоры используются практически во всех отраслях народного хозяйства. Сжатый воздух как энергоноситель применяется в различных пневматических устройствах на машиностроительных и металлообрабатывающих заводах, в горно-добывающей и нефтяной промышленности, при производстве строительных и ремонтных работ. Компрессоры необходимы в газовой промышленности при добыче, транспортировке и использовании природных и искусственных газов.

В установках умеренного и глубокого холода, а также в газотурбинных установках компрессоры являются органической частью, в значительной степени определяющей экономичность агрегатов.

ГЛАВА 3
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

§ 5. Принцип работы и основы гидродинамики лопастных нагнетателей

Наибольшее распространение среди лопастных нагнетателей получили центробежные и осевые. Принцип работы этих нагнетателей рассмотрим на примере обтекания потоком жидкости решетки аэродинамических профилей (рис. 3.1). Пусть имеется неподвижная решетка, составленная из профилей несимметричного сечения, установленных под некоторым углом α_0 к потоку жидкости, движущемуся с относительной скоростью w. Поток, подойдя к нижней части профиля, отклоняется и меняет свое направление.

Изменение направления движения жидкости связано с изменением скорости. Поэтому те частички жидкости,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

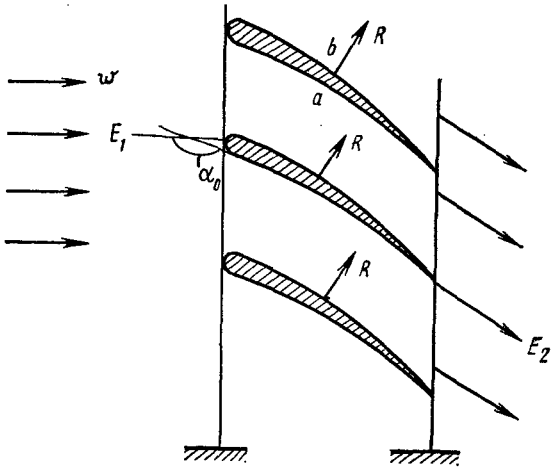


Рис. 3.1. Схема обтекания потоком решетки аэродинамических профилей

которые обтекают профиль снизу, тормозятся. Следовательно, скорость жидкости вблизи точки a (w_a) меньше, чем скорость жидкости вблизи точки b (w_b). В соответствии с уравнением Д. Бернулли давление в точке a (p_a) будет больше, чем давление в точке b (p_b), т. е. $p_b < p_a$.

Таким образом, на каждый профиль решетки действует сила давления, которая дает результирующую R. Суммарная сила воздействия потока на решетку определится суммой всех сил, действующих на каждый профиль. Но до тех пор, пока решетка неподвижна, никакой работы эта сила не производит, и энергия, которой обладает поток жидкости до решетки E_1, равна энергии потока за решеткой E_2. Но стоит только убрать связи и дать возможность решетке перемещаться с некоторой переносной скоростью u, как сразу же произойдет работа, и энергия потока за решеткой уменьшится. Проведенные рассуждения показывают, что для совершения работы при обтекании потоком жидкости решетки профилей необходимо существование двух видов движения: относительного (со скоростью w) и переносного (со скоростью u). Существование одного из этих видов движения вызовет появление другого только в том случае, если обтекание профилей носит несимметричный характер.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рассмотренный пример обтекания потоком жидкости решетки относится к пояснению работы турбин. Для того чтобы от турбины перейти к насосу, достаточно заставить двигаться решетку профилей.

Рабочее колесо любого лопастного нагнетателя представляет собой решетку несимметрично установленных профилей, которые приводятся в движение (вращение) с помощью электродвигателя. Переносное движение, вызванное вращением рабочего колеса, и несимметричное расположение профиля по отношению к жидкости вызывают появление сил реакции между профилем и жидкостью. При работе этих сил осуществляется передача энергии жидкости, в результате чего появляется относительное движение жидкости и, следовательно, ее непрерывное нагнетание.

Механизм возникновения сил взаимодействия между потоком жидкости и обтекаемой им лопасти машины рассмотрим на примере обтекания одиночного профиля плоскопараллельным потенциальным потоком жидкости. Расположение профиля, показанное на рис. 3.2, соответствует нагнетателю, лопатки турбины которого обращены своей выпуклостью в обратную сторону.

Систему координат примем таким образом (см. рис. 3.2), чтобы ось x совпадала с направлением движения потока, скорость которого на большом расстоянии от тела равна w_0, а давление — p_0. Как известно, при относительном движении тела и жидкости между ними возникают силы взаимодействия. Допустим, что равнодействующая этих сил, возникающая как реакция тела на поток, равна R и направлена произвольно в сторону, противоположную направлению движения потока. Разложим эту силу на составляющие вдоль выбранных осей координат и обозначим эти составляющие через F_x и F_y. Назовем F_x продольной, а F_y поперечной составляющей силы взаимодействия. Продольную составляющую F_x (направленную навстречу потоку) принято называть *силой лобового сопротивления*; поперечную составляющую F_y — *подъемной силой*.

Оценим возможность существования каждой из этих сил в случае обтекания тела плоскопараллельным потоком идеальной жидкости. Применим для этого случая теорему импульсов, согласно которой изменение вектора количества движения массы жидкости равно импульсу равнодействующей сил, приложенных к этой массе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

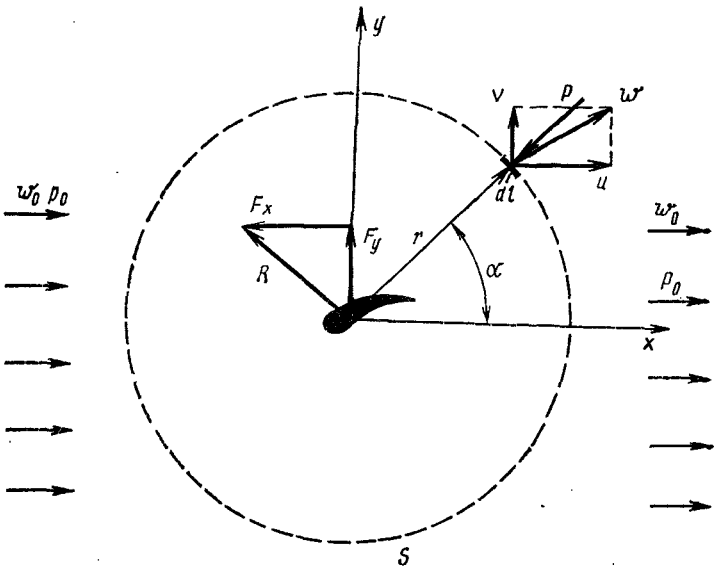


Рис. 3.2. Схема к выводу теоремы о подъемной силе

Для правильного применения теоремы импульсов в гидродинамике рассматриваемую массу жидкости принято ограничивать замкнутой, так называемой контрольной поверхностью (на рис. 3.2 эта поверхность проведена пунктирной линией). В этом случае векторная сумма всех сил, действующих на жидкость, заключенную внутри контрольной поверхности, уравновешивается изменением количества движения жидкости относительно последней.

§ 6. Теорема Н. Е. Жуковского

Для определения сил взаимодействия лопасти нагнетателя с обтекающей ее жидкостью Н. Е. Жуковский применил теорему импульсов к контрольной поверхности в виде круглого цилиндра.

Повторим вкратце вывод теоремы Н. Е. Жуковского для случая, когда длина образующей цилиндра равна b, радиус площади основания r, а его ось совпадает с осью аэродинамического профиля (см. рис. 3.2).

Запишем уравнение, выражающее теорему импульсов в проекции на координатные оси x и y. Для этого вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

берем на контрольной поверхности элементарную площадку $ds=bdl$. На этой площадке действуют только силы гидродинамического давления, равные pds. Составляющие скорости потока жидкости, проходящего через контрольную поверхность в продольном и поперечном направлении, обозначим через u и v соответственно.

Проекция на ось x всех сил, действующих на массу жидкости, заключенную внутри контрольной поверхности, равна

$$-F_x-\int_s pds\cos\alpha; \tag{3.1}$$

на ось y —

$$F_y-\int_s pds\sin\alpha. \tag{3.2}$$

Действие этих сил приводит к изменению количества движения (ρQw) массы жидкости, проходящей в единицу времени через контрольную поверхность. Проекция на ось x изменения количества движения массы жидкости, прошедшей в единицу времени через поверхность s, равна:

$$\rho\int_s (u\cos\alpha+v\sin\alpha)\,uds; \tag{3.3}$$

на ось y —

$$\rho\int_s (u\cos\alpha+v\sin\alpha)\,vds. \tag{3.4}$$

Выражение $(u\cos\alpha+v\sin\alpha)ds$ определяет расход жидкости, проходящий через элементарное живое сечение ds на контрольной поверхности.

Используя выражения (3.1) и (3.3), уравнение сохранения импульса в проекции на ось x запишем в виде

$$-F_x-\int_l pbdl\cos\alpha=\rho\int_l (u\cos\alpha+v\sin\alpha)\,ubdl. \tag{3.5}$$

Воспользуемся известным соотношением

$$dl=rd\alpha$$

и подставим его в уравнение (3.5). Учитывая, что $b=$ $=$const, заменяя переменные и пределы интегрирования, вместо выражения (3.5) получаем

$$-F_x-b\int_0^{2\pi} pr\cos\alpha\,d\alpha=\rho b\int_0^{2\pi} u^2r\cos\alpha\,d\alpha+\rho b\int_0^{2\pi} vur\sin\alpha d\alpha. \tag{3.6}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При увеличении радиуса окружности цилиндрической поверхности до некоторого конечного значения $r=r_0$, при котором поток, проходящий через контрольную поверхность, становится невозмущенным (от воздействия профиля), видно, что продольная составляющая скорости u стремится к скорости невозмущенного потока w_0, поперечная составляющая скорости v стремится к нулю, а давление p на контрольной поверхности стремится к давлению в невозмущенном потоке p_0. С учетом сказанного уравнение (3.6) перепишется в виде

$$-F_x - p_0 r_0 b \int_0^{2\pi} \cos\alpha d\alpha = \rho r_0 w_0^2 \int_0^{2\pi} \cos\alpha d\alpha. \qquad (3.7)$$

Имея в виду, что определенный интеграл

$$\int_0^{2\pi} \cos\alpha d\alpha = 0,$$

из выражения (3.7) получаем

$$F_x = 0. \qquad (3.8)$$

Полученное выражение (3.8) показывает, что в случае обтекания тела потоком идеальной жидкости сила лобового сопротивления отсутствует. Поэтому для возникновения лобового сопротивления необходимо наличие в потоке вязких сил.

Запишем уравнение сохранения импульса в проекции на ось y, для чего воспользуемся выражениями (3.2) и (3.4). В этом случае имеем

$$F_y - \int_s p ds \sin\alpha = \rho \int_s (uv\cos\alpha + v^2 \sin\alpha) ds. \qquad (3.9)$$

Преобразуем правую часть уравнения (3.9), подставив в него выражение, полученное из треугольника скоростей (см. рис. 3.5):

$$v^2 = w^2 - u^2.$$

Имеем последовательно

$$\int_s (uv\cos\alpha + w^2 \sin\alpha - u^2 \sin\alpha) ds =$$

$$= \int_s [u(v\cos\alpha - u\sin\alpha) + w^2 \sin\alpha] ds.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Заметим, что выражение

$$v\cos\alpha - u\sin\alpha = v_\tau$$

есть проекция скорости потока w на касательную к контрольной поверхности, выраженная через составляющие u и v. Тогда с учетом принятых обозначений уравнение (3.9) можно записать в виде

$$F_y - b\int_0^{2\pi} pr\sin\alpha d\alpha = \rho b\oint uv_\tau\, dl + \rho b\int_0^{2\pi} w^2 r\sin\alpha d\alpha. \quad (3.10)$$

Увеличивая радиус окружности цилиндрической поверхности до некоторого конечного значения r_0, видим, что в невозмущенном потоке продольная составляющая скорости u в первом слагаемом правой части стремится к w_0, скорость потока w во втором слагаемом правой части также стремится к w_0. Имея в виду сказанное выше, а также то, что определенный интеграл

$$\int_0^{2\pi} \sin\alpha d\alpha = 0,$$

уравнение (3.10) можно представить в виде

$$F_y = \rho w_0 b\oint v_\tau\, dl. \quad (3.11)$$

Сравнивая интеграл правой части выражения (3.11) с равенством (1.15), видим, что подъемная сила F_y пропорциональна циркуляции скорости Γ по замкнутому контуру. Таким образом, для подъемной силы, возникающей на профиле длиной b, получаем формулу Н. Е. Жуковского:

$$F_y = \rho w_0 \Gamma b. \quad (3.12)$$

Из теоремы Н. Е. Жуковского следует, что если при обтекании аэродинамического профиля потенциальным потоком жидкости имеет место циркуляция скорости вокруг профиля, то возникает подъемная сила, направленная по нормали к вектору относительной скорости.

§ 7. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя

Конструкция рабочего колеса насоса или вентилятора представляет собой систему лопаток (аэродинамических профилей), заканчивающихся острой кромкой. Профили закреплены между двумя дисками, один из кото-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

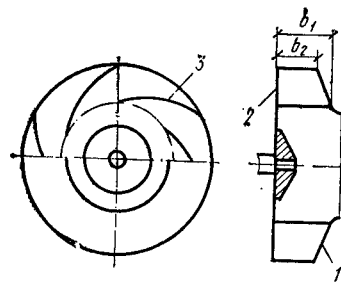


Рис. 3.3. Схематический разрез рабочего колеса радиального вентилятора

рых насажен на вал, соединенный с валом электродвигателя. При вращении рабочего колеса каждая лопатка вследствие циркуляционного обтекания, взаимодействуя с потоком, вызывает появление реакции, равной по величине подъемной силе. Суммарная сила воздействия лопаток на поток будет равна сумме реакций каждой лопатки.

Передачу энергии от привода жидкости осуществляет рабочее колесо, состоящее обычно из переднего *1* и заднего *2* дисков (рис. 3.3), между которыми с одинаковым шагом установлены лопатки *3*. В ряде конструкций нагнетателей используют колеса полуоткрытого типа без переднего диска. Задний диск обычно выполняют плоским, а передний может быть как плоским, так и коническим (для уменьшения диффузорности межлопастных каналов). У радиальных вентиляторов передние диски более сложной формы почти ие встречаются. Меридиональное сечение рабочего колеса характеризуется двумя параметрами: b_1 — ширина при входе жидкости на лопатки; b_2 — ширина на выходе. Лопатки рабочего колеса обычно имеют цилиндрическую форму; их устанавливают перпендикулярно плоскости заднего диска.

Проанализируем основные закономерности течения жидкости в межлопастном пространстве. Выделим сечение между двумя соседними лопатками и рассмотрим течение жидкости в нем (рис. 3.4).

Энергия, передаваемая потоку рабочим колесом, определяется значениями абсолютных c, относительных w и окружных u скоростей при входе и выходе из межлопастного пространства.

Абсолютная скорость — это скорость движения потока относительно неподвижного корпуса нагнетателя. Абсолютиая скорость равна сумме относительной w и переносной (окружной) u скоростей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

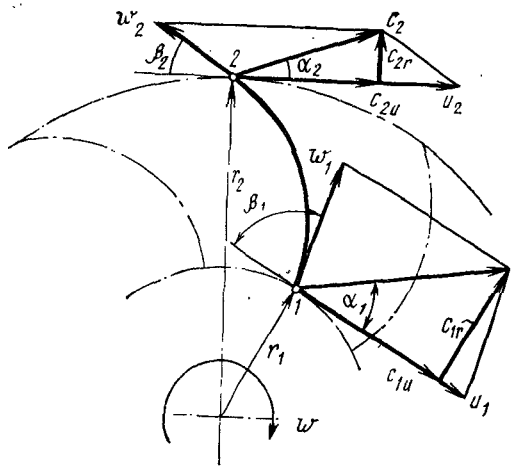


Рис. 3.4. Параллелограммы скоростей в рабочем колесе радиального вентилятора

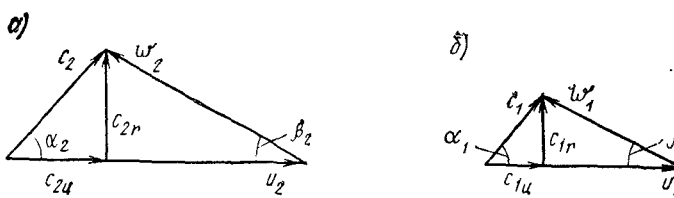


Рис. 3.5. Треугольники скоростей в лопастном нагнетателе на выходе и на входе

Относительная скорость — это скорость движения потока относительно вращающегося рабочего колеса. Вектор ее направлен по касательной к лопатке, т. е. вдоль линии тока.

Вектор окружной скорости, направленный по касательной к данной точке рабочего колеса радиусом r в сторону вращения рабочего колеса, вращающегося с угловой скоростью ω_0, равен:

$$u = \omega_0 r.$$

Векторы окружной и абсолютной скоростей образуют угол α; вектор относительной скорости с обратным направлением окружной скорости — угол β.

Пусть на входе в рабочее колесо (точка *1*) имеются окружная скорость u_1, относительная скорость w_1 и аб-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

солютная скорость c_1 (см. рис. 3.4). Направление скорости w_1 определяется углом β_1, который называется углом входа. На выходе из рабочего колеса (точка *2*) имеем соответственно скорости u_2, w_2, c_2. Направление скорости w_2 определяется углом выхода β_2. Таким образом, на входе и выходе из рабочего колеса получаем треугольники скоростей, показанные на рис. 3.5. Как видно из этого рисунка, абсолютную скорость потока можно разложить на радиальную (расходную) составляющую, равную $c_r = c \sin \alpha$, и окружную составляющую $c_u = c \cos \alpha$, называемую скоростью закручивания.

§ 8. Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса

Для определения суммарного момента реакции лопаток рабочего колеса при взаимодействии их с потоком жидкости необходимо воспользоваться теоремой об изменении момента количества движения. Согласно этой теореме *при установившемся движении изменение момента количества движения потока жидкости, проходящей через рабочее колесо нагнетателя в единицу времени, равно моменту сил реакции лопаток.*

Вспомним, как определяется момент количества движения. Пусть некоторая секундная масса жидкости m движется во вращающемся поле с абсолютной скоростью c (рис. 3.6) относительно центра вращения O, находящегося в момент времени t на расстоянии R от этой массы. Как известно, вектор переносной скорости вращательного движения u перпендикулярен радиусу R и равен $\omega_0 R$, где ω_0 — угловая скорость вращения. Момент количества движения данной массы m определится выражением

$$M = Rmc \cos \alpha.$$

Если проекцию абсолютной скорости на переносную скорость обозначить символом c_u, то момент количества движения принимает вид

$$M = Rmc_u. \qquad (3.13)$$

Рассмотрим схему движения потока жидкости через рабочее колесо нагнетателя. При этом будем предполагать, что все траектории жидких частиц в рабочем колесе на входе и выходе с лопаток одинаковы. Такое движение возможно лишь в том случае, когда рабочее колесо нагнетателя имеет бесконечное число лопаток, рас-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

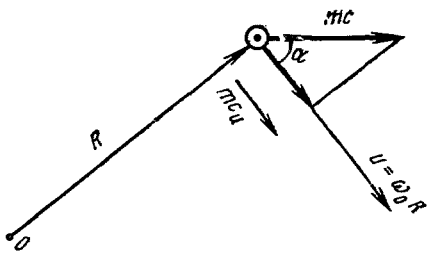


Рис. 3.6. Схема к вычислению момента количества движения

стояние между которыми мало. В этом случае проекцию абсолютной скорости на переносную скорость на входе потока в рабочее колесо обозначают символом C^{∞}_{1u}, а на выходе из рабочего колеса — символом C^{∞}_{2u}. Таким образом, изменение момента количества движения потока жидкости, прошедшего через рабочее колесо нагнетателя, равно:

$$\rho Q c^{\infty}_{2u} R_2 - \rho Q c^{\infty}_{1u} R_1, \qquad (3.14)$$

где R_1 и R_2 — радиус соответственно входного и выходного сечения рабочего колеса.

В соответствии с теоремой об изменении момента количества движения полученное выражение (3.14) надо приравнять к моменту сил M_0 реакции лопаток нагнетателя, т. е.

$$M_0 = \rho Q R_2 c^{\infty}_{2u} - \rho Q R_1 c^{\infty}_{1u}, \qquad (3.15)$$

Умножим и разделим правую часть выражения (3.15) на 2π, получим

$$M_0 = \frac{1}{2\pi} \rho Q \left(2\pi R_2 c^{\infty}_{2u} - 2\pi R_1 c^{\infty}_{1u}\right). \qquad (3.16)$$

Величина Γ_1 представляет собой циркуляцию скорости на входе в рабочее колесо, величина Γ_2 — на выходе из него. В соответствии с выражением (3.16)

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 c^{\infty}_{1u}; \quad \Gamma_2 = 2\pi R_2 c^{\infty}_{2u}. \qquad (3.17)$$

Используя соотношения (3.17), выражение (3.16) можно записать в виде

$$M_0 = \frac{1}{2\pi} \rho Q (\Gamma_2 - \Gamma_1). \qquad (3.18)$$

В выражении (3.18) разность $\Gamma_2 - \Gamma_1$ равна сумме циркуляции скорости вокруг всех лопаток рабочего колеса.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Умножив обе части выражения (3.18) на угловую скорость вращения рабочего колеса ω_0, приходим к понятию мощности

$$M_0\omega_0 = \rho\frac{Q\omega_0}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1). \qquad (3.19)$$

Действительно, левая часть выражения (3.19), определяющая работу, совершенную силами реакции лопаток нагнетателя в единицу времени, представляет собой мощность, передаваемую потоку жидкости лопатками рабочего колеса нагнетателя и называемую мощностью на валу $N_в$.

Работа, совершаемая силами реакции лопаток рабочего колеса, отнесенная к весу жидкости, проходящей через нагнетатель, называется *теоретическим напором насоса* $H_т$. В этом случае

$$N_в = H_т\gamma Q. \qquad (3.20)$$

Решая совместно выражения (3.19) и (3.20), получаем для теоретического напора насоса

$$H_т = \frac{\omega_0}{2\pi g}(\Gamma_2 - \Gamma_1). \qquad (3.21)$$

Работу, совершаемую силами реакции лопаток рабочего нагнетателя, отнесенную к объему газа, прошедшего через нагнетатель, называют *теоретическим давлением вентилятора* $\Delta p_т$. В этом случае

$$N_в = \Delta p_т L, \qquad (3.22)$$

где L — подача вентилятора.

Заменив в равенстве (3.19) обозначение подачи с Q на L и решая совместно выражения (3.19) и (3.22), получим для теоретического давления вентилятора

$$\Delta p_т = \rho\frac{\omega_0}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1). \qquad (3.23)$$

Действительные значения напора насоса и давления вентилятора меньше соответствующих им теоретических значений, так как не вся энергия, передаваемая лопатками рабочего колеса нагнетателя, воспринимается потоком.

Выражения (3.21) и (3.23) представляют собой уравнение Эйлера, которое для лопастных нагнетателей часто используют в другом виде. Для этого подставим в равенства (3.21) и (3.23) выражения для Г в виде урав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нений (3.17). Произведя элементарные преобразования и имея в виду, что $R_1\omega_0 = u_1$; $R_2\omega_0 = u_2$, получаем:

$$H_т = \left(u_2 c_{2u}^{\infty} - u_1 c_{1u}^{\infty}\right)/g; \qquad (3.24)$$

$$\Delta p_т = \rho\left(u_2 c_{2u}^{\infty} - u_1 c_{1u}^{\infty}\right). \qquad (3.25)$$

Эти выражения связывают напор насоса и давление вентилятора со скоростью движения жидкости в рабочем колесе нагнетателя, зависящей от подачи, частоты вращения привода, геометрии рабочих колес и т. д. В тех конструкциях, где жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки, часто полагают $C_{1u}^{\infty} = 0$. В этом случае выражения (3.24) и (3.25) имеют более простой вид:

$$H_т = c_{2u}^{\infty} u_2/g; \quad (3.26) \qquad \Delta p = \rho u_2 c_{2u}^{\infty}. \qquad (3.27)$$

Уравнение Эйлера в виде выражения (3.26) или (3.27) широко используется при анализе работы лопастных нагнетателей. Особенность этого уравнения состоит в том, что оно получено в предположении, что все струйки в рабочем колесе движутся одинаково. Это возможно только тогда, когда рабочее колесо нагнетателя имеет бесконечное число лопаток, между которыми существует бесконечно малое пространство. В действительности рабочее колесо, например центробежного насоса, имеет всего шесть — восемь лопаток, следовательно, существует значительное межлопастное пространство, в котором поток деформируется. Проанализируем влияние конечного числа лопаток на величину теоретического напора, воспользовавшись методом Стодолы — Майзеля. Для анализа установившегося движения в рабочем колесе необходимо рассматривать течение жидкости в относительном движении, т. е. в системе координат, связанной с рабочим колесом. Кинематика потока жидкости в рабочем колесе несколько изменится в этой системе координат. Остановимся подробнее на этом вопросе. Представим себе цилиндр, заполненный идеальной жидкостью и жестко соединенный со стержнем в точке *1*. Внутри цилиндра поместим невесомую крестообразную пластину (рис. 3.7), на которой заметим точку *2*. Начнем вращать с угловой скоростью ω_0 стержень с цилиндром в направлении, указанном стрелкой. Точка *1* в этом случае переместится в положение *1'*, а точка *2* вследствие инерционности пластины и отсут-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

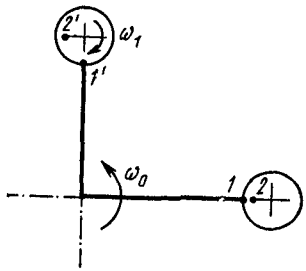


Рис. 3.7. К определению направления вращения идеальной жидкости во вращающемся цилиндре

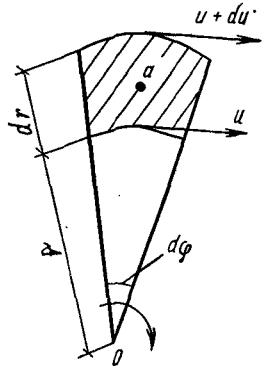


Рис. 3.8. К определению циркуляции в сегменте

ствия вязкости не изменит своей ориентации и будет находиться в положении $2'$.

В относительной системе координат, связанной с цилиндром, крестообразная пластина вместе с жидкостью вращается в сторону, противоположную вращению цилиндра. Следовательно, при относительном движении жидкость в цилиндре вращается как твердое тело с угловой скоростью, равной угловой скорости вращения цилиндра вокруг оси координат.

Покажем, что при вращении жидкости как твердого тела движение является вихревым. Представим себе вращение жидкости вокруг центра в точке O. Выделим во вращающейся жидкости (рис. 3.8) элементарный сегмент, ограниченный дугами $rd\varphi$ и $(r+dr)d\varphi$ с центром тяжести в точке a (на рисунке эта поверхность заштрихована). Исходя из элементарных соображений, имеем приращение окружной скорости

$$du=\omega_0 dr.$$

Тогда приращение окружной скорости du_a в точке a можно приближенно записать в виде

$$du_a=\frac{1}{2}\,\omega_0 dr.$$

Можно представить, что жидкость в точке a имеет окружную скорость, бо́льшую, чем окружная скорость жидкости на поверхности $rd\varphi$, и меньшую, чем на поверхности $(r+dr)d\varphi$. Таким образом, внутри заштрихованной области жидкость вращается как твердое тело

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

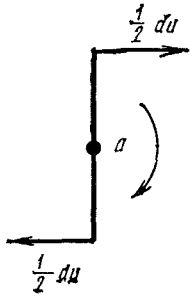


Рис. 3.9. К определению скорости вращения жидкости

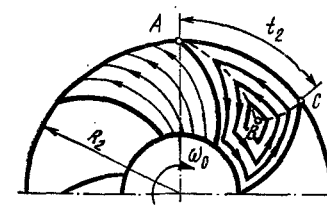


Рис. 3.10. Схема циркуляции скорости в межлопастном пространстве

вокруг точки a с угловой скоростью (рис. 3.9). Тогда очевидно

$$\frac{1}{2}\,\omega_1\,dr = \frac{1}{2}\,\omega_0\,dr$$

или

$$\omega_1 = \omega_0. \qquad (3.28)$$

Выражение (3.28) показывает, что внутри выделенного элемента (см. рис. 3.8) происходит вращение жидкости вокруг центра O, т. е. вдоль периметра каждого элементарного сегмента имеет место циркуляция скорости, равная произведению площади сегмента на его угловую скорость. Поскольку весь вращающийся объем жидкости можно представить состоящим из суммы рассмотренных элементов, то движение в целом объеме жидкости, вращающейся как твердое тело, можно считать вихревым. Следовательно, циркуляция скорости вдоль любого контура, проведенного внутри массы вращающейся жидкости, равна сумме циркуляций вдоль элементарных контуров, ограниченных рассматриваемым контуром.

Вернемся к работе нагнетателя и рассмотрим пространство, ограниченное поверхностями входа и выхода жидкости из рабочего колеса и двумя соседними лопатками (рис. 3.10). Применим для этого случая предыдущие рассуждения. Будем считать, что через рабочее колесо движется идеальная жидкость. Пусть рабочее колесо начинает вращаться равномерно с угловой скоростью ω_0. Поскольку жидкость идеальная, при относительном движении в рассматриваемом пространстве она

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

будет вращаться как твердое тело в направлении, противоположном вращению рабочего колеса. Таким образом, на поток, движущийся с относительной скоростью, определяемой расходом, накладывается дополнительное вихревое движение, вызванное наличием циркуляционной скорости. Следовательно, относительная скорость на выходе из рабочего колеса будет определяться не только расходом, но дополнительной составляющей скорости, вызванной наличием циркуляции вдоль внешнего периметра колеса. Для вычисления этой циркуляции скорости выделим в межтарелочном пространстве контур, состоящий из внешней части окружности, расположенной между лопатками рабочего колеса (AC) и эквипотенциалами, проведенными по нормали к линиям тока циркуляционного движения (AB и CB). Образованный контур является криволинейным треугольником ABC.

Рассмотрим циркуляцию скорости вдоль периметра криволинейного треугольника ABC. Заметим, что вдоль линий AB и BC циркуляция скорости отсутствует, так как они проведены ортогонально циркуляционным линиям тока. Таким образом, циркуляция скорости вдоль контура ABC будет равна циркуляции скорости вдоль линии AC. Воспользовавшись соотношением (2.16), имеем

$$\Gamma = 2\omega_0 S_{ABC},$$

с другой стороны, по определению

$$\Gamma = t_2 \Delta v_\tau,$$

где S_{ABC} — площадь криволинейного треугольника ABC; t_2 — расстояние между осями лопаток на выходе ($t_2 = 2\pi R_2/Z$, здесь Z — число лопаток); Δv_τ — осредненная скорость вихря вдоль линии AC.

Таким образом,

$$2\omega_0 S_{ABC} = \frac{2\pi R_2}{Z} \Delta v_\tau. \qquad (3.29)$$

Для приближенного решения заменим площадь криволинейного треугольника ABC площадью прямоугольного треугольника. Приняв, что нормали к линиям тока делят углы в точках A и C пополам, легко видеть, что угол ABC — прямой. Основываясь на приведенных допущениях и имея в виду

$$S_{ABC} = \frac{1}{2} \sin\frac{\beta_2}{2} \cos\frac{\beta_2}{2} t_2^2 = \frac{1}{4} t_2^2 \sin\beta_2,$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

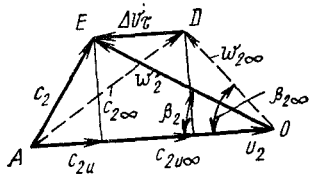


Рис. 3.11. Построение треугольника сторостей с учетом поправки на конечное число лопаток

выражение (3.29) перепишем в виде

$$2\omega_0 \frac{1}{4} t^2_2 \sin \beta_2 = \Delta v_\tau t^2.$$

Откуда

$$\Delta v_\tau = \frac{\pi R_2 \omega_0 \sin \beta_2}{Z}.$$

Имея в виду, что окружная скорость $u_2 = R_2\omega_0$, получим

$$\Delta v_\tau = u_2 \frac{\pi}{Z} \sin \beta_2. \qquad (3.30)$$

Итак, вследствие существования циркуляции скорости в межтарелочном пространстве насоса или вентилятора образуется вихрь, скорость которого вдоль внешней кромки рабочего колеса определяется выражением (3.30). Наличие скорости вихря должно сказаться на величине и направлении абсолютной скорости потока жидкости или газа на выходе из рабочего колеса.

Из треугольника скоростей видно (рис. 3.11), что это есть проекция скорости вихря на окружную (переносную) скорость рабочего колеса. Эту составляющую скорости легко учесть, сложив ее алгебраически с проекцией абсолютной (вычисленной при допущении существования бесконечного числа лопаток) составляющей скорости C^{∞}_{2u} на переносную. Рассмотрим треугольник скоростей на выходе с лопаток рабочего колеса. Легко видеть, что

$$c^{\infty}_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 . \qquad (3.31)$$

Поскольку скорость вихря Δv_τ направлена в сторону, противоположную вращению рабочего колеса, она скажется на уменьшении величины C^{∞}_{2u} т. е.

$$c_{2u} = c^{\infty}_{2u} - \Delta v_\tau.$$

Используя выражение (3.31), получим

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 - \Delta v_\tau , \qquad (3.32)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 9. Характеристики лопастных нагнетателей

Характеристикой динамического нагнетателя называется графическая зависимость основных технических показателей — давления (напора), мощности и КПД от подачи при постоянном значении частоты вращения рабочего колеса.

Воспользовавшись уравнением Эйлера (3.27), можно построить *теоретическую* характеристику, например, радиального вентилятора. Из треугольника скоростей (см. рис. 3.5, *а*) получаем

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2. \tag{3.33}$$

Так как проекция абсолютной скорости на радиус c_{2r} определяет величину расхода, выходящего из рабочего класса шириной b и диаметром D_2, подача нагнетателя может быть найдена из выражения

$$L = \pi D_2 b c_{2r}. \tag{3.34}$$

Подставляя равенства (3.33) и (3.34) в выражение (3.27), найдем связь между теоретическим давлением вентилятора при бесконечном числе лопаток и его подачей

$$\Delta p_т^{\infty} = \rho \left(u_2^2 - \frac{u^2}{\pi D_2 b} L \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \tag{3.35}$$

Графическая иллюстрация этого уравнения показана на рис. 3.12. Из уравнения (3.35) следует, что при $\beta_2 > 90°$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$) давление вентилятора увеличивается с увеличением подачи (кривая *2*). При $\beta_2 = 90°$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$) давление не зависит от подачи (кривая *1*); при $\beta_2 < 90°$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$) давление уменьшается при увеличении подачи (кривая *3*). Зависимость теоретического давления $\Delta p_т$ от подачи нагнетателя при конечном числе лопаток тоже линейна. Так как теоретический напор (давление) нагнетателя при конечном числе лопаток меньше, чем при бесконечном при той же подаче, то зависимости $\Delta p_т = f(L)$ расположатся несколько ниже.

Аналогичный вид имеют теоретические характеристики, построенные для насосов в координатах $H_т = f(Q)$.

Полное давление (напор) нагнетателя можно выразить в виде зависимости от абсолютной, переносной и относительной скоростей потока. Воспользуемся тре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

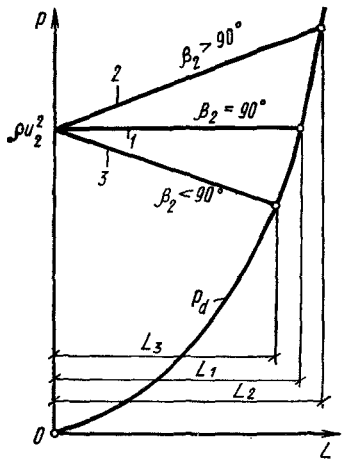


Рис. 3.12. Теоретические характеристики радиального вентилятора при различных углах установки лопаток на выходе из рабочего колеса

угольниками скоростей (см. рис. 3.5). Согласно теореме косинусов имеем:

$$w^2_1 = u^2_1 + c^2_1 - 2u_1 c_1 \cos\alpha_1;$$
$$w^2_2 = u^2_2 + c^2_2 - 2u_2 c_2 \cos\alpha_2.$$

Определив скорости закручивания $c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1$ и $c_{2u} = c_2 \cos\alpha_2$ и подставив их в уравнение (3.25), получим

$$p_т = \frac{\rho}{2}\left(c_2^2 - c_1^2\right) + \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 - u_1^2\right) - \frac{\rho}{2}\left(w_2^2 - w_1^2\right). \quad (3.36)$$

Из уравнения (3.36) видно, что давление, создаваемое нагнетателем, складывается из прироста кинетической энергии абсолютного движения, повышения статического давления от работы центробежных сил и преобразования кинетической энергии относительного движения в межлопастных каналах.

Обозначим отношение скорости закручивания к окружной скорости через φ — коэффициент закручивания:

$$\varphi_1 = c_{1u}/u_1; \quad \varphi_2 = c_{2u}/u_2.$$

В зависимости от величины угла выхода лопатки рабочего колеса принято называть загнутыми назад ($\beta_2 < 90°$), радиально оканчивающимися ($\beta_2 = 90°$) и загнутыми вперед ($\beta_2 > 90°$). Лопатки могут быть листовыми и профильными. Листовые криволинейные лопатки в общем случае (рис. 3.13, *а*) определяются уравнением в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

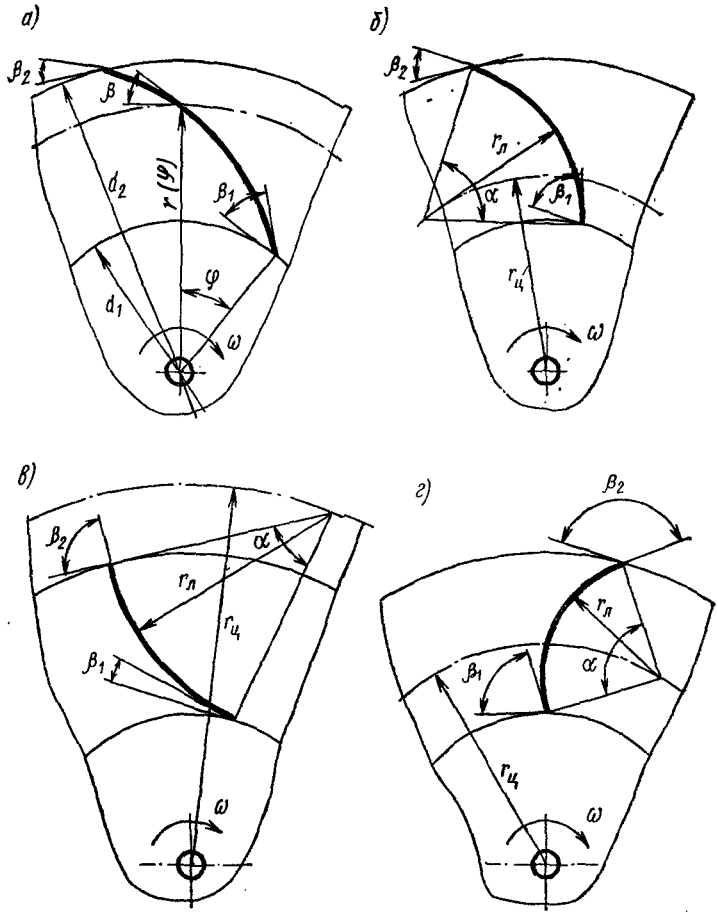


Рис. 3.13. Схема установки листовых лопаток радиального вентилятора

а и *б* — загнутые назад ($\beta_2<90°$); *в* — радиально оканчивающиеся ($\beta_2=90°$); *г* — загнутые вперед ($\beta_2>90°$)

полярных координатах $r=r(\varphi)$. Часто криволинейные лопатки бывают очерчены одной дугой или несколькими дугами окружности. В случае когда лопатки очерчены одной дугой окружности (рис. 3.13, *б*, *г*), радиус этой окружности $r_л$ выражают через углы β_1 и β_2 и диаметры d_1 и d_2, т. е.

$$r_л=(d^2_2-d^2_1)/4(d_2\cos\beta_2-d_1\cos\beta_1). \qquad (3.37)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

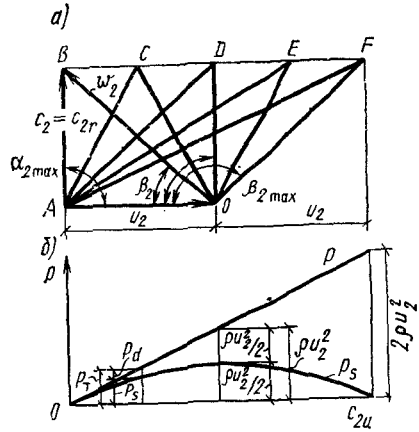


Рис. 3.14. Зависимость давления от угла выхода

В этом случае радиус $r_л$ равен радиусу кривизны лопатки; его знак будет положительным для лопаток, загнутых назад (рис. 3.13, *б*), и отрицательным для лопаток, загнутых вперед (рис. 3.13, *г*) и радиально оканчивающихся (рис. 3.13, *в*). Радиус окружности, на которой расположены центры дуг лопаток,

$$r_ц = \sqrt{0{,}25\, d_1^2 + r_л^2 - r_л\, d_1 \cos \beta_1}. \qquad (3.38)$$

Исследуем соотношение давлений при различных углах выхода β_2, приняв постоянными плотность перемещаемой среды, окружную скорость на выходе и подачу. На рис. 3.14, *а* показаны различные треугольники выхода с одинаковыми окружной скоростью u_2 и радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе c_{2r}. На рис. 3.14, *б* показан характер изменения полного $p_т$, статического p_s и динамического p_d давлений в зависимости от скорости закручивания c_{2u}.

В треугольнике AOB: $\beta_2 < 90°$ и $\alpha_2 = 90°$. Поток из рабочего колеса выходит в радиальном направлении с абсолютной скоростью c_2. Скорость закручивания c_{2u} при этом равна 0 и, следовательно, $p_т = 0$. Это граничный случай, когда загнутые назад лопатки бездействуют.

Отношение полного давления $p_т$ к динамическому $p_d = u^2_2 \rho/2$, где скорость потока равна окружной ско-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рости u_2, получило название коэффициента полного давления

$$\psi = \frac{p_т}{p_d} = \frac{\rho u_2 c_{2u}}{u_2^2 \rho/2} = \frac{2c_{2u}}{u_2}. \quad (3.39)$$

Коэффициент давления ψ находят опытным путем в лабораторных условиях посредством измерения давления и скорости вращения колеса. Очевидно, что для рассматриваемого случая коэффициент $\psi=0$.

В треугольнике выхода AOC $\beta_2<90°$ и $\alpha_2<90°$, что соответствует нормально загнутой назад лопатке. С увеличением β_2 и уменьшением α_2 абсолютная скорость c_2 и ее окружная составляющая c_{2u} растут, в то время как относительная скорость w_2 уменьшается. В этом диапазоне углов полное давление $p_т$ и статическое давление p_s увеличиваются, при этом статическое давление p_s увеличивается быстрее, чем растет динамическое давление p_d.

В треугольнике AOD: $\beta_2=90°$; лопатка заканчивается радиально. Скорость закручивания c_{2u} равна окружной скорости u_2. Радиальная составляющая абсолютной скорости c_{2r} совпадает по направлению и величине с относительной скоростью w_2 и теоретическое давление $p_т$ равно:

$$p_т = \rho u_2^2.$$

Если предположить, что радиальные составляющие абсолютной скорости c_{1r} и c_{2r} равны (это возможно, если пренебречь разницей в диаметрах входа d_1 и выхода d_2 рабочего колеса), то для статического давления получим

$$p_s = \rho u_2^2 - (c_2^2 - c_1^2)\frac{\rho}{2}.$$

Из треугольника скоростей AOD имеем

$$c_2^2 = u_2^2 + c_{2r}^2 = u_2^2 + c_{1}^2 r,$$

и для $c_1=c_{1r}$ (в случае радиального входа потока на колесо) следует

$$p_s = \rho u_2^2 - (\rho u_2^2/2) = \rho u_2^2/2,$$

т. е. статическое давление равно динамическому и составляет половину полного. При этом коэффициент давления ψ равен:

$$\psi = \frac{\rho u_2^2}{\rho u_2^2/2} = 2.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В треугольнике выхода AOE $\beta_2 > 90°$, что соответствует лопатке, загнутой вперед; абсолютная скорость выхода c_2, скорость закручивания c_{2u} и относительная скорость w_2 увеличиваются вместе с углом β_2. Поэтому полное давление растет. Вместе с ростом c_2 растет динамическое давление, в то время как статическое давление уменьшается.

И, наконец, в треугольнике AOF скорость закручивания c_{2u} становится в 2 раза больше окружной скорости u_2 и полное давление достигает максимального значения $p_т = 2\rho u^2_2$. Коэффициент давления в этом случае равен:

$$\psi = \frac{2\rho u_2^2}{\rho u_2^2/2} = 4.$$

Статическое давление получим из уравнения (3.36)

$$p_s = \left(u_2^2 - w_2^2 + w_1^2 - u_1^2\right) \frac{\rho}{2}.$$

Учитывая соотношения

$$c_{1r} = c_{2r};\ w^2_2 = u^2_2 + c^2_2 = u^2_2 + c^2_{1r},$$

получим

$$p_s = \left(u_2^2 - u_2^2 - c_{1r}^2 + w_1^2 - u_1^2\right) \frac{\rho}{2} = \left(w_1^2 - u_1^2 - c_{1r}^2\right) \frac{\rho}{2}.$$

Так как

$$w^2_1 = w^2_1 + c^2_{1r},$$

то

$$p_s = 0.$$

Это означает, что в нагнетателе, имеющем такое конструктивное исполнение загнутых вперед лопаток, статическое давление равно нулю, так как оно полностью перешло в динамическое.

Как видно, теоретически коэффициент давления может изменяться от 0 до 4. Из рис. 3.14 видно, что максимальное статическое давление создается при $c_{2u} = u_2$ и $\beta_2 = 90°$.

Фактические значения коэффициентов давления нагнетателей существенно отличаются от теоретических. Так, максимально достижимые значения коэффициентов давления составляют для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, — 1,4, с радиально оканчивающимися — 1,7 и с загнутыми вперед — 2,4. Коэффициенты давле-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ния, соответствующие режиму максимального КПД, чаще всего ниже приведенных значений. Обычно при указании коэффициентов давления для оптимального режима работы подразумевают среднее значение.

Одним из преимуществ нагнетателей с лопатками, загнутыми назад, является то, что потребляемая мощность при увеличении подачи по сравнению с расчетной не возрастает, а, наоборот, остается неизменной или даже снижается. Давление при этом уменьшается, что также является преимуществом лопаток этой формы, так как при изменении сопротивления сети подача нагнетателя изменяется незначительно. Нагнетатели, имеющие рабочие колеса с лопатками такой формы, характеризуются высоким КПД, получаемым в результате небольших потерь срыва в межлопастных каналах, и незначительным шумообразованием. Насосы выполняются только с лопатками, загнутыми назад, поскольку вихреобразование может привести к возникновению кавитации.

Преимущества радиально оканчивающихся лопаток — небольшие потери на трение в межлопастных каналах; высокие коэффициенты давления и сравнительно высокие значения КПД. К недостаткам этих лопаток относятся значительное увеличение потребляемой мощности при увеличении подачи, что вызывает перегрузку электродвигателя и усиление шума. Нагнетатели с лопатками такой формы находят применение в системах пневмотранспорта.

Преимуществом нагнетателей с лопатками, загнутыми вперед, являются высокие давления и большие подачи. При этом окружные скорости меньше, чем при лопатках любых других форм. Это позволяет применять рабочие колеса небольших диаметров и создавать экономически выгодные конструкции. Недостатки этих нагнетателей состоят в крутом подъеме характеристики потребляемой мощности, что создает опасность перегрузки электродвигателя, небольших КПД и появлении значительного шума при высоких окружных скоростях.

Для обеспечения безударного входа потока на лопастное колесо входные кромки лопаток радиальных нагнетателей обычно устанавливают так, чтобы угол β_1 был меньше 90°.

Действительное давление (напор), создаваемое нагнетателем, оказывается меньше теоретического, опре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

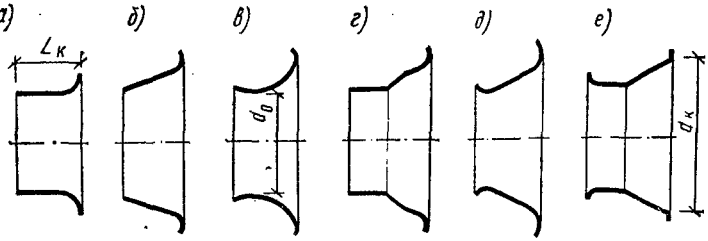


Рис. 3.15. Конфигурация входных патрубков (коллекторов)
а — цилиндрический; *б* — конический; *в* — тороидальный; *г, е* — комбинированные

делённого с учетом конечного числа лопаток. Это можно объяснить тем, что внутри самого нагнетателя имеются потери давления (напора), связанные с условиями входа потока в рабочее колесо, потерями в самом лопастном колесе и, наконец, потерями за рабочим колесом. С учетом этих потерь, которые можно назвать внутренними — $\Delta p_{вн}$, действительное полное давление нагнетателя равно:

$$p_д = p_т - \Delta p_{вн}.$$

Коэффициент, учитывающий потери внутри нагнетателя, называется гидравлическим КПД — $\eta_г$

$$\eta_г = p/p_т = (p_т - \Delta p_{вн})/p_т = 1 - (\Delta p_{вн}/p_т).$$

Оценим влияние различных потерь на коэффициент $\eta_г$.

Потери перед рабочим колесом — это потери входа. Входной патрубок (входной коллектор) служит для подвода поступающей в нагнетатель жидкости к рабочему колесу. Входные патрубки имеют осесимметричную форму и характеризуются тремя геометрическими параметрами: длиной $L_к$ и диаметрами входного отверстия $d_к$ и минимального сечения d_0. Диаметр d_0 называется диаметром входа в нагнетатель. Различные конфигурации входных коллекторов вентиляторов показаны на рис. 3.15. Оптимальную их форму устанавливают обычно экспериментально. Потери входа зависят от формы всасывающего отверстия и могут быть учтены соответствующими коэффициентами сопротивления. Для уменьшения потерь, кроме хорошо обтекаемой формы входа, необходимо иметь минимально возможные скорости входа, для чего площадь входа должна быть наибольшей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Точно оценить потери давления во входном патрубке, особенно с учетом взаимного влияния течений в колесе и патрубке, очень трудно. Для ориентировочной оценки потерь давления можно пользоваться имеющимися в литературе многочисленными материалами по входным участкам каналов и труб.

Потери в рабочем колесе. Суммарные потери давления в рабочем колесе складываются из потерь на трение жидкости (газа) о диски колеса и в межлопастных каналах, потерь на удар при входе и потерь, связанных со срывами потока на рабочем колесе.

Потери на трение при вращении дисков рабочего колеса зависят от третьей степени окружной скорости u^3 и квадрата диаметра рабочего колеса d^2_2. Величина этих потерь сравнительно невелика и составляет 2—4 % всех потерь мощности.

Потери на трение в межлопастных каналах в результате действия центробежных сил более значительны. Однако предварительный расчет их невозможен из-за отсутствия точных данных о распределении скорости потока в межлопастных каналах.

Теоретически возможен такой рабочий режим, при котором вход потока в рабочее колесо будет безударным. Это произойдет в том случае, когда направление относительной скорости входа w_1 совпадет с углом входа на лопатки β_1. В действительности же всегда бывают отклонения, которые имеются не только между лопатками, но даже у самих лопаток. Причина этого в том, что абсолютная скорость входа c_1 по ширине лопатки непостоянна и поэтому радиальная составляющая абсолютной скорости c_1 также непостоянна ни в продольном, ни в поперечном сечениях. Если абсолютная скорость c_1 (рис. 3.16) изменится до величины c'_1, то возникнет разность векторов между относительными скоростями w_1 и w'_1 — так называемая ударная составляющая $\Delta w = ED$. Из треугольников ABC и ABD получим

$$\Delta w = u_1 \left(1 - \frac{c'_1}{c_1}\right).$$

Потери давления при внезапном изменении направления потока составят

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

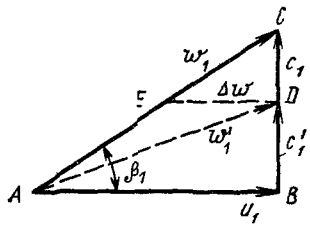


Рис. 3.16. К расчету удара на лопатку рабочего колеса

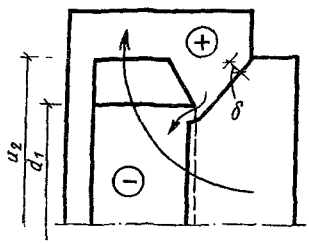


Рис. 3.17. Схема перетока в радиальном вентиляторе

$$\Delta p = \varphi \Delta w^2 \frac{\rho}{2} = \varphi u_1^2 \left(1 - \frac{c_1'}{c_1}\right)^2 \frac{\rho}{2},$$

где φ — коэффициент смягчения удара из-за эластичности среды, принимаемый по данным Пфлейдерера, равным 0,58—0,7.

Потери Δp возникают в результате быстрого уменьшения относительной скорости от w_1 на входе до w_2 на выходе аналогично тому, как это происходит в диффузоре, где потери составляют

$$\Delta p = \left(w_1^2 - w_2^2\right) \frac{\rho}{2}.$$

В относительном движении потери при диффузорном течении можно ограничить значением

$$\Delta p' = 0{,}25 \left(w_1^2 - w_2^2\right) \frac{\rho}{2}.$$

Этого удается достигнуть в большинстве случаев только для лопаток, загнутых назад, а также при очень большом числе лопаток и соответственно увеличенных потерях на трение для радиально оканчивающихся лопаток. Для лопаток, загнутых вперед, срывы в относительном потоке неизбежны и являются причиной значительных потерь.

Потери за рабочим колесом. Эта группа потерь включает потери в зазоре и потери в спиральном кожухе. Потери в зазоре возникают из-за необходимости соблюдения расстояния δ (рис. 3.17) между вращающимся рабочим колесом и входным патрубком. В зазоре происходит перетекание некоторой части жидкости (газа) из спирального кожуха в рабочее колесо в результате естественного перепада давления по обе стороны зазора. Следствием этого является возникновение постоянного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кругового течения внутри нагнетателя и, следовательно, потерь.

Потери в зазоре будут меньше при большей длине потока в зазоре, т. е. при меньшем отношении диаметров d_1/d_2. При уменьшении d_1/d_2 в большинстве случаев снова повышается развиваемое нагнетателем давление, в результате чего перепад давлений в зазоре увеличивается. Поэтому доля потерь в зазоре (в процентах от общих потерь) значительно больше у нагнетателей высокого давления, чем у нагнетателей низкого давления. Отсюда понятно, почему максимальные КПД для нагнетателей низкого давления выше, чем для нагнетателей высокого давления. Величина зазора нормируется и составляет: для радиальных вентиляторов — 1 % диаметра колеса d_2; для осевых вентиляторов — 1,5 % длины лопатки; для центробежных насосов — 0,05—0,1 мм. Потери в зазоре измерить трудно, сложен и их расчет. При тщательном изготовлении потери в зазоре можно снизить, но все же они составят не менее 5 % полезной мощности; при обычном исполнении потери равны 10 %, а при небольших размерах нагнетателей доходят до 15 %. Для вентиляторов, применяемых в системах пневмотранспорта и имеющих рабочие колеса без переднего диска, потери в зазоре еще больше.

В общем случае потери мощности в зазоре составляют

$$\Delta N = \Delta L \Delta p.$$

Спиральный кожух предназначен для отвода в определенном направлении потока, выходящего из рабочего колеса, а также для частичного преобразования динамического давления в статическое. У радиального вентилятора в отличие от центробежного насоса спиральный кожух имеет постоянную ширину B (рис. 3.18). Обечайка очерчивается или по логарифмической спирали, или дугами окружностей по правилу так называемого конструкторского квадрата, при этом сторона этого квадрата в 4 раза меньше величины раскрытия l спирального корпуса. В соответствии с ГОСТ 10616—73 с изм. значения l рекомендуется принимать равными 20; 30; 40; 50; 60; 70 и 80 % диаметра колеса. Радиусы дуг окружностей определяют либо графическим построением, либо вычисляют по формулам:

$$r_1 = 0{,}5d + 3{,}5a; \quad r_2 = 0{,}5d + 2{,}5a;$$
$$r_3 = 0{,}5d + 1{,}5a; \quad r_4 = 0{,}5d + 0{,}5a.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

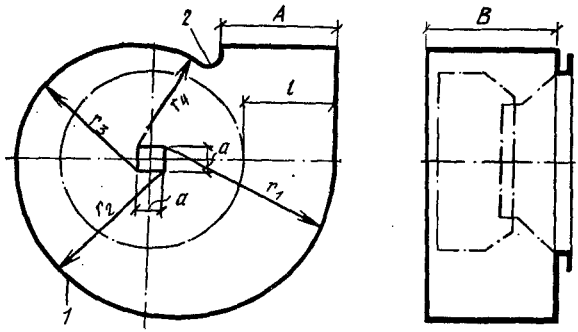


Рис.3.18. Схема построения обечайки спирального корпуса по правилу конструкторского квадрата
1 — обечайка; *2* — язык

Вблизи рабочего колеса обечайка переходит в так называемый язык, назначение которого — способствовать уменьшению кругового движения жидкости внутри кожуха, при котором в нем увеличиваются гидравлические потери. Однако при слишком маленьких зазорах между рабочим колесом и языком значительно увеличивается шум при работе нагнетателя, особенно при широких колесах. Часть спирального кожуха, ограниченная этим языком и являющаяся продолжением обечайки плоскостью, называется выходной частью кожуха.

Канал, в котором происходит преобразование динамического давления в статическое, по форме напоминает диффузор, поэтому (как и во всяком диффузоре) это преобразование сопровождается потерями давления, которые соизмеримы или даже превышают потери давления в рабочем колесе. Особенно большие потери давления возникают у нагнетателей с лопатками, загнутыми вперед, так как у них динамическое давление на выходе из колеса велико и средние скорости течения в кожухе больше, чем у нагнетателей с лопатками, загнутыми назад.

Потери давления в кожухе зависят от параметров течения при входе в спиральный кожух, т. е. от геометрических параметров рабочего колеса и режима его работы, а также от размеров и формы спирального кожуха. Точный расчет потерь давления в кожухе представляет большие трудности, поскольку сводится к расчету сложного пространственного отрывного неустановивше-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

гося течения вязкой жидкости с зонами развитого вторичного течения вблизи боковых стенок кожуха. По данным некоторых исследователей, эти потери нередко составляют более половины гидравлических потерь нагнетателя.

Как видно из изложенного, точный расчет отдельных составляющих гидравлических потерь внутри нагнетателя и, следовательно, точный расчет гидравлического КПД на стадии разработки конструкции нагнетателя не представляются возможными.

Для реальных нагнетателей значение гидравлического КПД равно: с лопатками, загнутыми назад, — 0,7—0,9; с лопатками, загнутыми вперед, — 0,6—0,75; с радиально оканчивающимися лопатками — 0,65—0,8.

На рис. 3.19 иллюстрируется методика построения действительной характеристики на основе теоретической. Пусть линия AB (рис. 3.19, *а*) определяет теоретическую характеристику давления при бесконечном числе лопаток. Теоретическая характеристика полного давления при конечном числе лопаток располагается ниже (линия CD), поскольку энергия, передаваемая потоку лопастным колесом, в этом случае будет меньше.

Вычтем из характеристики CD отдельные потери давления внутри нагнетателя. В рабочем колесе и в спиральном кожухе потери давления на преодоление сил трения зависят от квадрата скорости или от квадрата подачи. Потери на трение показаны на рис. 3.19, *а* в виде квадратичной параболы OE. Вычитая из характеристики CD характеристику OE, получим характеристику CF, учитывающую влияние потерь на трение.

Потери давления на удар, к которым относятся также потери срыва и преобразования давления, имеют минимум при безударном рабочем режиме в точке G. Эта точка соответствует режиму максимального КПД (см. рис. 3.19, *а*). Указанные потери также изменяются пропорционально квадрату подачи и представляют собой параболу KGM с вершиной на оси абсцисс в точке G. Вычитая из характеристики CF потери на удар, получаем характеристику NHJ, которая учитывает потери и на трение, и на удар.

Потери в зазоре, которые уменьшают полезную мощность Lp на величину ΔLp, смещают характеристику давления NHJ в горизонтальном направлении на величину ΔL (в положение RS). Характеристика RS, пред-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

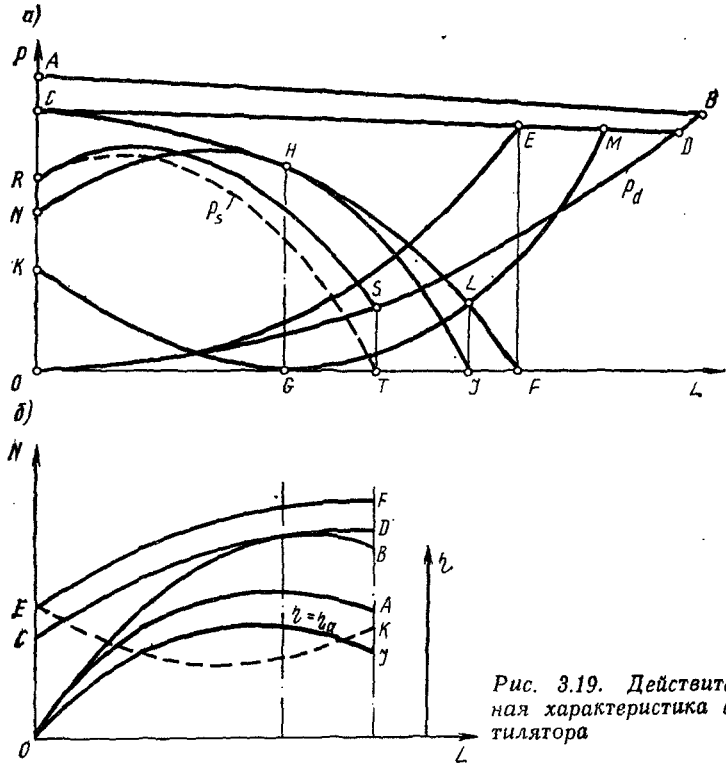


Рис. 3.19. Действительная характеристика вентилятора

ставляющая собой зависимость полного давления от подачи, называется действительной характеристикой полного давления. Границей ее является характеристика динамического давления *OB*. Вычитая из характеристики полного давления *RS* характеристику динамического давления *OS*, получаем характеристику статического давления *RT*.

На рис. 3.19, *б* приведена зависимость потребляемой мощности *EF* от подачи. Характеристика полезной мощности нагнетателя *OA* представляет собой адиабатическую работу. С учетом потерь на трение характеристика мощности пройдет выше (линия *OB*), а с учетом, кроме этого, и потерь на удар — еще выше (линия *CD*). Потери в зазоре ΔLp сдвигают линию *CD* вверх до линии *EF*, которая представляет собой характеристику политропической, или потребляемой, мощности.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Этой мощности соответствует полный КПД (линия OJ). Разность политропической и адиабатической мощностей — линия EK характеризует полные гидравлические потери нагнетателя. При $L=0$ мощность расходуется только на перемещение жидкости (газа) внутри кожуха нагнетателя. Затраты этой мощности «холостого хода» зависят как от закручивающей способности рабочего колеса, так и от способности кожуха затормаживать это перемещение.

На стадии проектирования нагнетателя нельзя точно рассчитать потери в самом нагнетателе и получить действительную характеристику, поэтому все характеристики нагнетателей получают только экспериментальным путем, проводя испытания на специальных аэродинамических стендах.

На основе полиой характеристики, используя формулы пересчета (см. § 10), получают универсальные характеристики, пользуясь которыми легко подобрать нагнетатель для работы в сети.

Полные характеристики нагнетателей строят в координатах $p—L$, $N—L$ и $\eta—L$. При снятии характеристики (рис. 3.20) должны быть выполнены следующие условия: 1) конструктивные размеры нагнетателя не должны изменяться; 2) плотность перемещаемой среды должна быть постоянной; 3) частота вращения рабочего колеса должна быть неизменной.

Характеристика полного давления $p—L$ определяет зависимость разности полных давлений на выходе и входе в нагнетатель ($p_{вых}—p_{вх}$) от подачи L. У работающего в обычных условиях нагнетателя характеристика полного давления никогда ие доходит до оси абсцисс, так как поток на выходе из нагнетателя несет с собой кинетическую энергию. В зависимости от величины потерь в нагнетателе очертание характеристики полного давления может быть полого падающим, круто падающим или иметь впадину в области малых подач. Нагнетатели с круто падающими характеристиками обеспечивают устойчивость в работе.

Характеристика мощности $N—L$ определяет затраты энергии, необходимой для преодоления потерь внутри нагнетателя и в присоединенной к нему сети. Полезная мощность нагнетателя равна:

$$N_п = pL.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

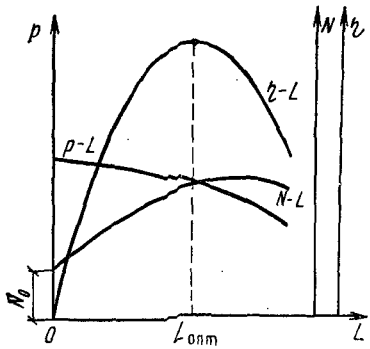


Рис. 3.20. Полная характеристика вентилятора

Учитывая, что затраты мощности минимальны при нулевом расходе, запуск нагнетателей в работу рекомендуют осуществлять при закрытых регулировочных задвижках. В этом случае пусковой ток электродвигателя будет минимальным и не произойдет перегрузки двигателя.

Характеристика полного КПД $\eta—L$ позволяет легко оценивать эффективность работы нагнетателя при различных режимах.

Полный КПД нагнетателя представляет собой отношение полезной мощности к мощности на валу

$$\eta = N_{\text{п}}/N_{\text{в}} = pL/N_{\text{в}}.$$

С ростом подачи полный КПД вначале увеличивается, а затем, достигнув максимума, уменьшается. Наибольшие КПД имеют нагнетатели с рабочими колесами, у которых лопатки загнуты назад. Режим работы нагнетателя, соответствующий максимальному значению полного КПД η_{max}, называют оптимальным. Рабочим участком характеристики нагнетателя принято считать ту ее часть, на которой полный КПД $\eta = 0{,}9\eta_{max}$. (Рабочий участок может быть ограничен также требованием обеспечения устойчивой работы нагнетателя.)

§ 10. Подобие лопастных нагнетателей

Сложность гидро- и аэродинамических процессов, происходящих в рабочем органе лопастного нагнетателя, делает невозможным расчет его характеристики. Поэтому она строится только экспериментально. Однако при проектировании нового нагнетателя необходимо иметь

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

такую характеристику для установления его эксплуатационных возможностей. Теория подобия позволяет, выбрав существующий (модельный) нагнетатель, получить размеры рабочего органа проектируемого (натурного) нагнетателя, соответствующие требуемой характеристике. Значительно дешевле бывает (особенно при проектировании мощных нагнетателей) изготовить модель существенно меньших размеров и провести ее испытания. Теория подобия позволяет, испытав модель проектируемого нагнетателя, предсказать рабочие параметры натурного.

Как же сказывается изменение частоты вращения привода и геометрических размеров нагнетателя на его характеристике? Ответ на этот вопрос можно получить с помощью теории гидродинамического подобия, которая утверждает, что две машины будут гидродинамически подобны, если для них выполняются три условия.

1. Геометрическое подобие, согласно которому необходимо существование пропорциональности соответствующих размеров нагнетателя. Пусть имеется натурный нагнетатель, диаметр колеса которого D'_2, ширина колеса b' и т. д., т. е. все параметры, характеризующие работу натурной машины (на которой по тем или иным причинам мы не можем провести эксперимент), будут иметь индекс «штрих». Параметры модельного нагнетателя будем обозначать без «штриха». Тогда условие геометрического подобия запишется в виде

$$D_2/D'_2 = b/b' = \ldots \qquad (3.40)$$

2. Кинематическое подобие, которое предусматривает пропорциональность скоростей в сходственных точках потока. Это означает, что мы имеем право записать

$$u_2/u'_2 = c_2/c'_2 = c_{2u}/c'_{2u} = c_{2r}/c'_{2r} = \ldots \qquad (3.41)$$

3. Равенство углов установки лопаток на входе и выходе из рабочего колеса, а также равенство КПД натуры и модели

$$\beta_1 = \beta'_1; \quad \beta_2 = \beta'_2; \quad \eta = \eta'. \qquad (3.42)$$

Подача нагнетателя определяется выражением:
для вентилятора

$$L = \pi D_2 b c_{2r}; \quad L' = \pi D'_2 b' c'_{2r};$$

для насоса

$$Q = \pi D_2 b c_{2r}; \quad Q' = \pi D'_2 b' c'_{2r}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Отношение подач натурного и модельного нагнетателей составит:

для вентилятора

$$L'/L = D'_2 b' c'_{2r} / D_2 b c_{2r};$$

для насоса

$$Q'/Q = D'_2 b' c'_{2r} / D_2 b_2 c_{2r}. \qquad (3.43)$$

В соответствии с первым и вторым условием гидродинамического подобия имеем:

$$D'_2/D_2 = b'/b;\ c'_{2r}/c_{2r} = u'_2/u_2.$$

В этом случае отношение (3.43) примет вид:

для вентилятора

$$L'/L = (D'_2/D)^2 (u'_2/u_2);$$

для насоса

$$Q'/Q = (D'_2/D)^2 (u'_2/u_2). \qquad (3.44)$$

Поскольку окружная скорость $u_2 = \pi D_2 n/60$, то

$$u'_2/u_2 = (D'_2 n')/(D_2 n). \qquad (3.45)$$

Подставляя отношение (3.45) в уравнение (3.44), получаем формулы пересчета подач:

для вентилятора

$$L'/L = (D'_2/D_2)^3 (n'/n);$$

для насоса

$$Q'/Q = (D'_2/D_2)^3 (n'/n). \qquad (3.46)$$

Для определения формул пересчета напоров (давлений) воспользуемся уравнением Эйлера. В этом случае отношение напоров натурного и модельного нагнетателей равно:

для вентилятора

$$p'/p = (\rho' u'_2 c'_{2u})/(\rho u_2 c_{2u});$$

для насоса

$$H'/H = (u'_2 c'_{2u})/(u_2 c_{2u}). \qquad (3.47)$$

В соответствии с условием (3.41) имеем

$$c'_{2u}/c_{2u} = u'_2/u_2. \qquad (3.48)$$

С учетом уравнения (3.48) выражения (3.47) запишутся в виде:

для вентилятора

$$p'/p = (\rho'/\rho)(u'_2/u_2)^2;$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

для насоса

$$H'/H = (u'_2)^2/(u_2)^2.$$

Имея в виду выражения (3.45), формулы пересчета давлений (напоров) получаем в виде:

для вентилятора

$$p'/p = (\rho'/\rho)\,(D'_2 n')^2/(D_2 n)^2;$$

для насоса

$$H'/H = (D'_2 n')^2/(D_2 n)^2. \qquad (3.49)$$

Для получения формул пересчета мощности воспользуемся выражениями (1.24) и (1.25). В этом случае имеем:

для вентилятора

$$N'/N = (p'L')/(pL);$$

для насоса

$$N'/N = (\gamma' Q' H')/(\gamma Q H). \qquad (3.50)$$

Отношения подач и напоров определены известными выражениями (3.46) и (3.49), поэтому формула пересчета мощности имеет вид:

для вентилятора

$$N'/N = (\rho'/\rho)\,(D'/D)^5 (n'/n)^3;$$

для насоса

$$N'/N = (\rho'/\rho)\,(D'/D)^5 (n'/n)^3. \qquad (3.51)$$

Формулы пересчета подачи (3.46), давления (напора) (3.49) и мощности (3.51), полученные на основе теории подобия, позволяют пересчитывать параметры, определяющие работу нагнетателей при изменении частоты вращения привода n, диаметра рабочего колеса и плотности перемещаемой среды, а также характеристики натурных нагнетателей, полученные на модельных установках.

В настоящее время широко применяется метод проектирования новых нагнетателей путем пересчета по формулам подобия. Для пользования этим методом необходимо разработать параметр, который служил бы критерием подобия и был бы одинаков для всех нагнетателей. Таким параметром является коэффициент быстроходности.

Коэффициентом быстроходности n_s называют такую частоту вращения геометрически подобного насоса, который при напоре $H=1$ м имеет подачу $Q=0{,}075$ м³/с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

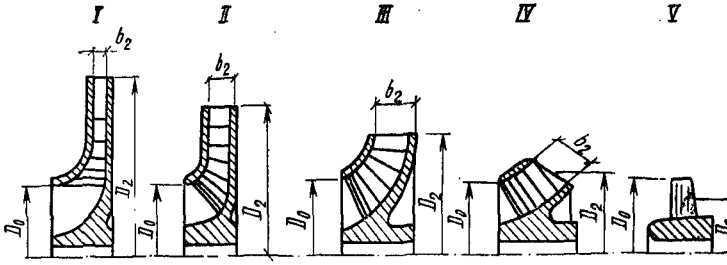


Рис. 3.21. Классификация рабочих колес по коэффициенту быстроходности

I — тихоходные ($D_2/D_0 \approx 2{,}5$, $n_s = 40 \div 80$); *II* — нормальные ($D_2/D_0 \approx 2$, $n_s \approx 80 \div 150$); *III* — быстроходные ($D_2/D_0 \approx 1{,}2$, $n_s = 150 \div 300$); *IV* — диагональные ($D_2/D_0 \approx 1{,}2$, $n_s = 300 \div 600$); *V* — осевые ($D_2/D_0 \approx 0{,}8$, $n_s > 600$)

Пусть для некоторого насоса известны D, n, H и Q (определяющей подачей считается та, которая соответствует максимальному значению КПД). Определим коэффициент быстроходности этого насоса, для чего воспользуемся формулами пересчета (3.46) и (3.49):

$$H/H_s = (n/n_s)^2 (D/D_s)^2;\ Q/Q_s = n/n_s (D/D_s)^3.$$

Возведем первое уравнение в степень $^3/_2$ и разделим второе уравнение на первое. Подставив в него известные значения для H_s и Q_s, получим

$$Q/0{,}075H^{3/2} = (n_s/n)^2. \qquad (3.52)$$

Решим уравнение (3.52) относительно n_s

$$n_s = 3{,}65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \qquad (3.53)$$

где n — частота вращения, мин$^{-1}$; Q — подача, м^3/с; H — напор, м.

Коэффициент быстроходности n_s является критерием подобия. Это означает, что если два насоса имеют различные значения n, Q и H, но одно и то же значение n_s, то они называются подобными.

Конструкции рабочих колес в значительной степени зависят от коэффициента быстроходности n_s. В зависимости от его значения рабочие колеса лопастных машин условно разделяют на пять основных типов (рис. 3.21).

При увеличении коэффициента быстроходности наблюдаются уменьшение относительного наружного диаметра и увеличение диаметра рабочего колеса. При до-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

статочно большом диаметре рабочее колесо постепенно преобразуется из радиального (центробежного) в осевое.

Из рис. 3.21 также видно, что насосы с высоким коэффициентом быстроходности характеризуются относительно низкими подачами и высоким напором, а насосы с низким коэффициентом быстроходности, наоборот, характеризуются высокими подачами и низким напором.

В практике эксплуатации вентиляторов коэффициент быстроходности n_s принято вычислять по формуле

$$n_s = 5{,}5\, n \sqrt{L}/(p)^{3/4}\,, \qquad (3.54)$$

где L — подача, м³/с; p — давление, Па; n — частота вращения, мин$^{-1}$.

В каталогах приводятся значения n_s, соответствующие оптимальному режиму работы нагнетателя. Для радиальных вентиляторов $n_s = 6 \div 110$.

§ 11. Универсальные характеристики

Пользоваться полными характеристиками, несмотря на их простоту и наглядность, не совсем удобно, поскольку каждая полная характеристика соответствует только одной частоте вращения рабочего колеса. Поэтому для подбора нагнетателей преимущественное распространение получили *универсальные* характеристики, которые могут быть индивидуальными и общими.

Индивидуальные характеристики. Они строятся в координатах p—L для одного типоразмера нагнетателей при различных частотах вращения рабочего колеса (рис. 3.22). Эти характеристики могут быть получены путем пересчета исходной полной характеристики нагнетателя на другие частоты вращения колеса с помощью приведенных выше формул пересчета при изменении частоты вращения рабочего колеса, если полная характеристика соответствует нагнетателю того же размера, или путем двойного пересчета (по частоте вращения и габаритам нагнетателя).

Верхняя линия на рис. 3.22 ($n = 2400$ мин$^{-1}$) соответствует, как правило, режиму с предельно допустимой (по соображениям прочности или уровню шума) частотой вращения рабочего колеса. Нижняя характеристика p—L строится для наименьших давлений, при

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

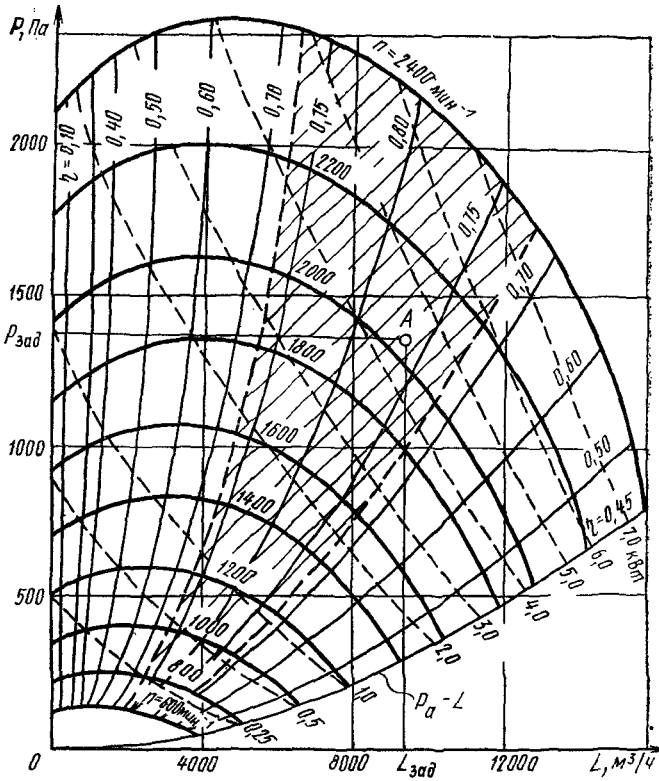


Рис. 3.22. Индивидуальная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора, построенная в линейном масштабе

которых использование данного нагнетателя еще целесообразно. Кривые, соединяющие точки с одинаковыми значениями КПД (η=const), представляют собой квадратичные параболы. Крайняя правая линия КПД, совпадающая с характеристикой динамического давления p_d—L, определяет условия работы нагнетателя без сети ($L = L_{max}$). Иногда для того чтобы ускорить подбор электродвигателей к нагнетателям, на индивидуальные характеристики наносят зависимости N—L.

При работе центробежных насосов на воде заметное увеличение у них частоты вращения рабочего колеса и, следовательно, подачи приводит к возникновению кавитации, что ведет к снижению КПД. Поэтому в отличие

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

от вентиляторов область высоких КПД насосов не может далеко распространяться в область высоких частот вращения (вверх) и больших подач (вправо). В связи с этим характеристики КПД приобретают эллиптический вид, что начиная с определенного значения соответствует уменьшению КПД (см. рис. 3.22).

Индивидуальными характеристиками пользуются следующим образом. По заданным значениям полного давления $p_{зад}$ и подачи $L_{зад}$ находят точку A (см. рис. 3.22) и путем интерполяции определяют частоту вращения колеса и значение КПД. При подборе нагнетателя надо стремиться к тому, чтобы частота вращения нагнетателя совпадала со стандартной частотой электродвигателя, а рабочая точка (точка A) располагалась в области эффективной работы нагнетателя (область эффективной работы — это область на характеристике (заштрихованная), ограниченная значениями КПД ($\eta \geqslant \geqslant 0{,}9\eta_{max}$). Если на характеристике не нанесены зависимости $N—L$, то затраченную мощность определяют по формуле

$$N = pL/\eta.$$

Индивидуальные характеристики, приведенные в каталогах и справочниках, построены в логарифмической сетке. Их особенностями является отсутствие нулевых значений давления и подачи и то, что линии КПД являются прямыми (рис. 3.23). Способ пользования такой характеристикой показан на рисунке.

Общие характеристики. Общая универсальная характеристика строится для всей серии нагнетателей, относящихся к данному типу. Из известных общих характеристик рассмотрим только две, как получившие наибольшее распространение.

Совмещенная характеристика (рис. 3.24) представляет собой график, на котором совмещены области эффективной работы всех нагнетателей данной серии. Пользование такой характеристикой очень удобно, так как она позволяет быстро выбрать из нескольких нагнетателей тот, который обеспечивает заданные параметры и является самым экономичным. Способ пользования характеристикой показан на рисунке.

В последнее время для вентиляторов находят распространение совмещенные характеристики, выполненные в виде сводных диаграмм рабочих участков, полученные наложением на основную координатную сетку $L = \text{const}$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

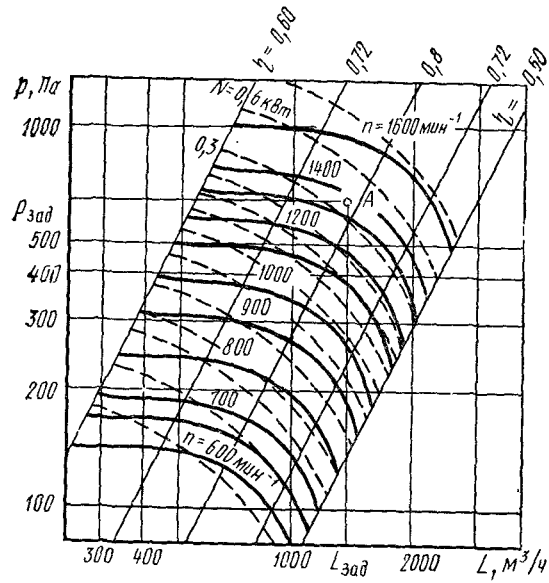


Рис. 3.23. Индивидуальная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора, построенная в логарифмическом масштабе

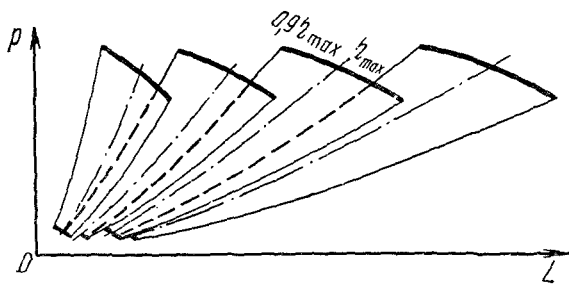


Рис. 3.24. Совмещенная характеристика вентиляторов

и $p=\text{const}$ дополнительной сетки линий $D=\text{const}$ и $n=\text{const}$ (рис. 3.25). При одинаковых логарифмических масштабах по осям координат L и p линии $D=\text{const}$ наклонены к оси абсцисс под углом 63°25′, а линии $n=\text{const}$ — под углом 33°40′. Точки пересечения линий $D=\text{const}$ и $n=\text{const}$ называют «привязными» точками, определяющими номинальный режим работы вентиля-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

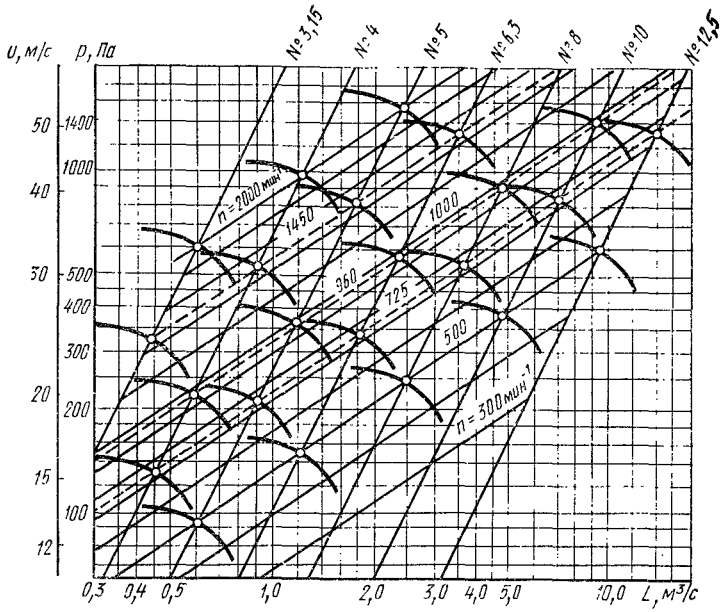


Рис. 3.25. Диаграмма для выбора размера и частоты вращения радиального вентилятора Ц4-70

тора заданного типоразмера при заданной частоте вращения. Через каждую такую точку проводят кривую, соответствующую рабочему участку характеристики $p—L$.

Безразмерные (отвлеченные) характеристики предназначены для сравнения аэродинамических качеств вентиляторов разных типов. Их получают в результате аэродинамических испытаний модели вентилятора или промышленного образца. Строят эти характеристики в координатах, где по осям абсцисс и ординат отложены не конкретные значения подачи, давления и мощности, а их безразмерные аэродинамические параметры.

В соответствии с ГОСТ 10921—74 с изм. вентиляторы имеют следующие безразмерные аэродинамические параметры:

коэффициент подачи

$$\varphi = 4L/\pi D_2^2 u_2;$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

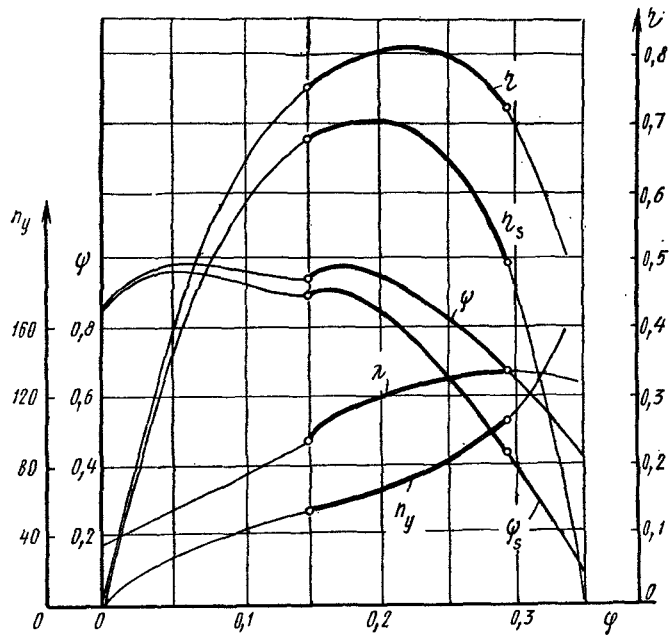


Рис. 3.26. Безразмерная аэродинамическая характеристика вентилятора Ц4-70

коэффициенты полного, статического и динамического давления:

$$\psi = p/0{,}5\rho u^2_2;\ \psi_s = p_s/0{,}5\rho u^2_2;\ \psi_d = p_d/0{,}5\rho u^2_2;$$

коэффициент мощности

$$\lambda = 2000/0{,}25\rho u^3_2 \pi D^2_2.$$

Тогда полный и статический КПД равны:

$$\eta = \varphi\psi/\lambda;\ \eta_s = \varphi\psi_s/\lambda.$$

Коэффициенты подачи, давления и мощности определяют безразмерную аэродинамическую характеристику вентиляторов, относящихся к одному типу, но с разными размерами, частотой вращения и плотностью перемещаемой среды. На рис. 3.26 для примера приведена безразмерная характеристика радиального вентилятора Ц4-70.

Обычно при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха с такими характеристиками

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

не приходится иметь дело, так как выбор вентиляторов производится из серийно выпускаемых, на которые имеются разработанные индивидуальные характеристики. Однако в случае, когда возникает необходимость в применении несерийного вентилятора, индивидуальную характеристику для него можно получить с помощью безразмерной.

§ 12. Работа нагнетателя в сети

Характеристика сети. Сетью называют систему трубопроводов и отдельных агрегатов, присоединенных к нагнетателю. Различают сети простые, состоящие из одного или нескольких последовательно соединенных участков (рис. 3.27, *а*), и сложные (разветвленные), соединение отдельных участков в которых может быть параллельным (рис. 3.27, *б*).

Каждая сеть характеризуется потерями давления, которые можно разделить на внутренние (потери на трение и в местных сопротивлениях) и внешние (потери в выходном сечении сети). Сумма внутренних и внешних потерь давления в сети определяет *полное гидравлическое сопротивление* сети.

Потери давления на трение, обусловленные вязкостью жидкости, возникают в результате обмена количеством движения, который происходит между частицами соседних слоев жидкости, движущихся с разными скоростями. Эти потери определяют для отдельных участков по формуле Дарси — Вейсбаха (с. 16).

Потери давления в местных сопротивлениях, также обусловленные существованием вязкости жидкости, возникают при изменении скорости или направления течения потока (с. 16).

Суммарные потери в сети складываются из местных потерь и потерь по длине во всех ее элементах и для вентиляционной сети потери определяются выражением

$$\Sigma \Delta p_W = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \rho \frac{c_i^2}{2} + \sum_{j=1}^{m} \zeta_j \rho \frac{c_j^2}{2} = \left(\sum_{i=1}^{n} \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{1}{\omega_i^2} + \right.$$

$$\left. + \sum_{j=1}^{m} \frac{\zeta_j}{\omega_j^2} \right) \rho L^2 = K L^2, \qquad (3.55)$$

где K — коэффициент, являющийся константой для данной сети.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

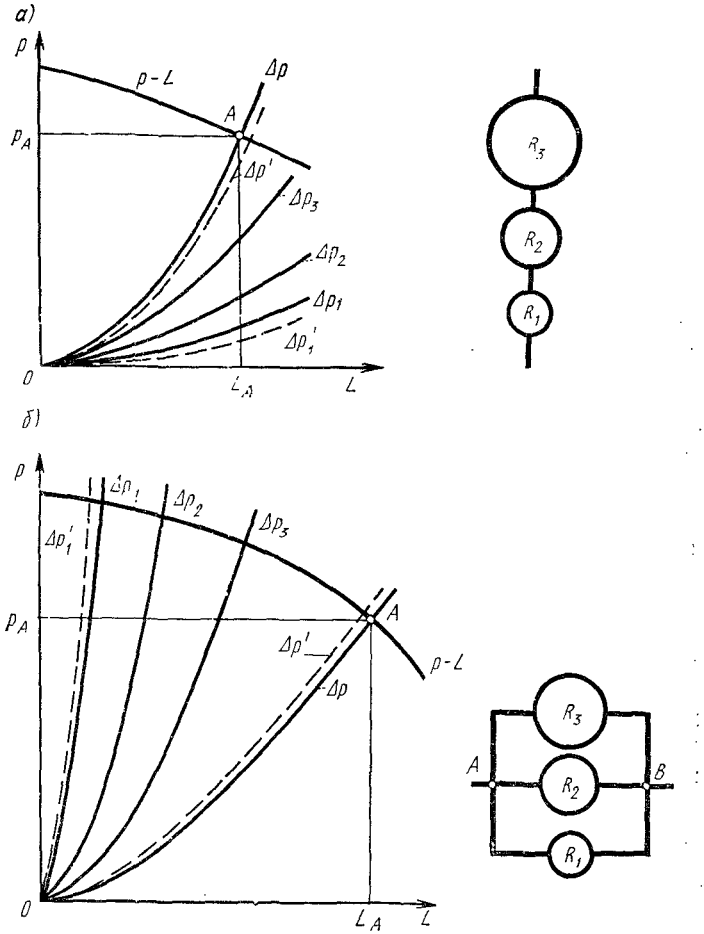


Рис. 3.27. Характеристика сети
а — участки сети, соединенные последовательно; *б* — то же, параллельно

Уравнение (3.55) принято называть *характеристикой сети.* Оно устанавливает связь между потерями давления и количеством протекающей в сети жидкости (рис. 3.28). Параметр K характеризует гидравлическое сопротивление сети. Он зависит от конфигурации участков сети и состояния их поверхности, плотности и вязкости перемещаемой среды, а также от числа Рейнольдса.

Наиболее распространены сети с характеристикой,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

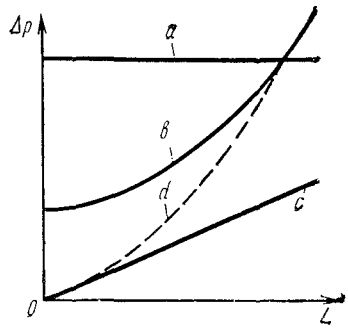


Рис. 3.28. Виды характеристик сети

определяемой уравнением (3.55). Однако встречаются сети и с другими характеристиками:

$\Delta p_c = \text{const}$ — для сети с постоянным статическим сопротивлением, например при продувке воздуха через слой жидкости в «пенном» аппарате (кривая *a* на рис. 3.28);

$\Delta p_c = p_0 + KL^2$ — для сети со статическим сопротивлением и потерями давления при турбулентном режиме (кривая *b* на рис. 3.28);

$\Delta p_c = KL$ — для сети с ламинарным течением жидкости, например при продувке воздуха через фильтр (кривая *c* на рис. 3.28);

$\Delta p_c = KL^n$ — для сети с сопротивлением при политропическом течении (кривая *d* на рис. 3.28).

Как правило, сеть состоит из большого числа различно соединенных между собой элементов. При расчете сетей обычно используют принцип суперпозиции, т. е. предполагается отсутствие взаимного влияния отдельных элементов. Это позволяет определять потери давления их суммированием по всем участкам. Рабочая точка *A* определяется пересечением характеристики сети и вентилятора (см. рис. 3.27). (Значения коэффициентов $\zeta_м$ определяют по эмпирическим и графическим зависимостям, приведенным в справочных руководствах).

Суммарная характеристика последовательно соединенных участков определяется следующим образом. Поскольку через все участки (см. рис. 3.27, *а*) проходит одно и то же количество жидкости *L*, то суммарные потери давления в сети Δp определяются как сумма потерь давления на каждом из участков, т. е.

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = (K_1 + K_2 + K_3) L^2 = K_c L^2.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если на одном из участков этой сети исключить какое-либо местное сопротивление, то потери на этом участке, а следовательно, и суммарные потери уменьшатся, и суммарная характеристика сети пойдет более полого (линия $\Delta p'$ на рис. 3.27, *а*).

Если рассматривать параллельно соединенные участки (см. рис. 3.27, *б*), то при установившемся течении перепад давлений на каждом из участков одинаков и равен разности давлений в общих точках A и B, т. е.

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3 = \Delta p_{AB} = \Delta p.$$

Тогда на основании уравнения (3.55)

$$L_1 = \sqrt{\Delta p / K_1};\quad L_2 = \sqrt{\Delta p / K_2};\quad L_3 = \sqrt{\Delta p / K_3};\quad L_c = \sqrt{\Delta p / K_c}.$$

Следовательно, расход жидкости на каждом участке обратно пропорционален корню квадратному из значения параметра K для каждого участка.

На основании условия сохранения массы можно написать:

$$L_c = L_1 + L_2 + L_3.$$

Подставляя в это уравнение выражения для L, получаем

$$1/\sqrt{K_c} = 1/\sqrt{K_1} + 1/\sqrt{K_2} + 1/\sqrt{K_3}.$$

Исключение из такой сети любого участка приведет к увеличению суммарного сопротивления сети, и суммарная характеристика сети пойдет круче (линия Δp на рис. 3.27, *б*).

В практике нередки случаи смешанного соединения отдельных участков сети. Для получения суммарной характеристики такой сети предварительно определяют характеристику каждой группы участков, соединенных параллельно, а затем полученные характеристики складывают с остальными так, как это делается при последовательном соединении.

Давление нагнетателя, работающего в сети. Рассмотрим работу нагнетателя в сети (рис. 3.29) и определим *полное* и *статическое давления*, необходимые для перемещения жидкости в этой сети.

Выделим в рассматриваемой системе четыре характерных сечения: сечение *I—I* принимаем на некотором расстоянии от всасывающего отверстия, где средняя скорость по сечению c_1 практически может быть принята равной нулю, а давление равно p_1; сечения *II—II* и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

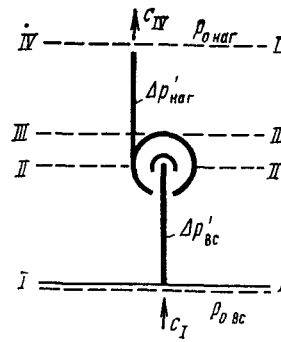


Рис. 3.29. Схема работы нагнетателя в сети

III—III — соответственно перед нагнетателем и за ним; сечение *IV—IV* — в непосредственной близости от выходного отверстия сети.

Уравнение Бернулли между сечениями *I—I* и *II—II* имеет вид

$$p_I + \rho \frac{c_I^2}{2} = p_{II} + \rho c_{II}^2 / 2 + \Delta p'_w,$$

где $\Delta p'w$ — потери давления во всасывающем участке трубопровода.

Полное давление в сечении *II—II* равно:

$$p_{II} + \rho c^2_{II}/2 = p_I - \Delta p'w.$$

Уравнение Бернулли между сечениями *III—III* и *IV—IV* имеет вид

$$p_{III} + \rho c^2_{III}/2 = p_{IV} + \rho c^2_{IV}/2 + \Delta\rho''w,$$

где $\rho c^2{}_{IV}/2$ — динамнческое давление потока на выходе из сети; $\Delta p''w$ — потери давления в нагнетательном участке трубопровода.

Таким образом, полное давление, развиваемое нагнетателем, равно:

$$p = (p_{III} + \rho c^2_{III}/2) - (p_{II} + \rho c^2_{II}/2) =$$
$$= (p_{IV} - p_I) + \rho c^2_{IV}/2 + \Delta pw,$$

где $\Delta pw = \Delta p'w + \Delta p''w$ — суммарные потери давлеиия в сети.

Как видно из полученного уравнения, полное давление, развиваемое нагнетателем, расходуется на преодоление перепада статического давления ($p_{IV} - p_I$), суммарных потерь давления в сети и на создание динамического давления потока на выходе из сети.

Для обычных вентиляционных систем, где статические давления всасывания и нагиетания одинаковы и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

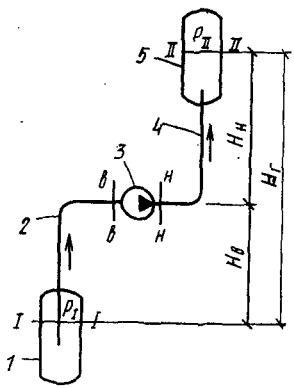


Рис. 3.30. Схема работы насосной установки в сети

равны барометрическому давлению, выражение для полного давления упрощается и имеет вид

$$p = \rho c^2_{IV}/2 + \Delta p_w.$$

Известно, что полное давление, создаваемое нагнетателем, равно сумме статического p_s и динамического p_d давлений

$$p = p_s + p_d.$$

В этом случае можем записать

$$p_s + p_d = (p_{IV} - p_I) + \rho c^2_{IV}/2 + \Delta p_w. \qquad (3.56)$$

Для обычных систем вентиляции последнее уравнение примет вид

$$p_s = \Delta p_w - (p_d - \rho c^2_{IV}/2). \qquad (3.57)$$

Таким образом, статическое давление вентилятора, работающего в вентиляционной сети, расходуется на преодоление суммарных потерь давления в сети за вычетом разности между динамическим давлением на выходе воздуха из вентилятора и динамическим давлением на выходе воздуха из сети.

Анализируя последнее уравнение, можно сделать вывод: если площадь сечения выхода из сети сделать больше площади сечения выхода из вентилятора (это достигается установкой на выходе из сети диффузора), то часть динамического давления вентилятора можно использовать дополнительно на преодоление потерь в сети.

Работа насоса в сети. Пусть имеется насосная установка (рис. 3.30), состоящая из приемного *1* и напор-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ного 5 резервуаров, напорной 4 и всасывающей 2 линий гидравлической сети и насосного агрегата 3. Давления на свободной поверхности жидкости в резервуарах 1 и 5 отличны от атмосферного и равны соответственно p_I и p_{II}. Составив уравнение Д. Бернулли для всасывающей линии между сечениями *I—I* и *b—b* сети напорной линии (между сечениями *н—н* и *II—II*) и имея в виду, что уровень жидкости в резервуарах поддерживается постоянным ($c_{II}=c_I=0$), получаем выражение для напора насоса, работающего в сети,

$$H=(p_{II}-p_I)/\gamma+H_г+\Sigma h_W. \qquad (3.58)$$

Из выражения (3.58) видно, что напор насоса расходуется на преодоление геометрического напора $H_г$, разности пьезометрических напоров $(p_{II}-p_I)/\gamma$ и суммарных потерь напора h_w в сети. Правая часть выражения (3.58) называется потребным напором $H_п$, т. е.

$$H_п=H_s+\Sigma h_W, \qquad (3.59)$$

где $H_s=H_г+(p_{II}-p_I)/\gamma$ — статический напор.

Выражение потерь напора для насосной установки получаем в виде

$$\sum h_W=\sum_{j=1}^{n}\lambda_l\frac{l_l}{d_l}\frac{c_l^2}{2g}+\sum_{j=1}^{m}\zeta_j\frac{c_j^2}{2g}=\left(\sum_{l=1}^{n}\lambda_l\frac{l_l}{d_l}\times\right.$$

$$\left.\times\frac{1}{2g\omega_l^2}+\sum_{j=1}^{m}\frac{\zeta_j}{2g\omega_j^2}\right)Q^2.$$

Сомножитель перед Q^2 — константа, поэтому имеем

$$\Sigma h_W=kQ^2. \qquad (3.60)$$

Выражение, описываемое уравнением (3.59), является *характеристикой сети.*

Метод наложения характеристик. Режимом работы нагнетателя в какой-либо сети называется равновесное состояние, определяемое совместным решением характеристик сети и нагнетателя. Аналитическое решение этой задачи пока невозможно, но то обстоятельство, что и характеристика сети, и характеристика нагнетателя строятся в одних и тех же координатах, позволяет решить эту задачу графически, используя метод наложения характеристик.

Если на характеристику полного давления нагнета-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

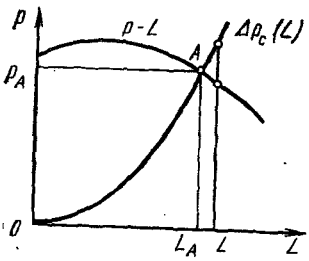


Рис. 3.31. К определению режима работы радиального вентилятора

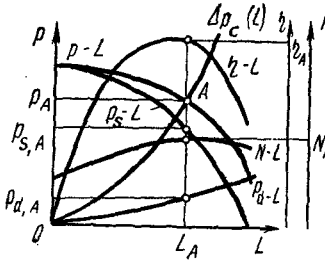


Рис. 3.32. К определению параметров работы вентилятора

теля, построенную в координатах $p—L$, наложить построенную в тех же координатах и в том же масштабе характеристику сети, то точка их пересечения (рабочая точка) однозначно определит давление и подачу нагнетателя при работе в этой сети (точка A на рис. 3.31). При этом полное давление нагнетателя p_A равно полному гидравлическому сопротивлению или полным потерям давления p_W в сети, а подача нагнетателя L_A равна расходу жидкости в сети. Как видно на рис. 3.31, нагнетатель с характеристикой $p—L$, работая в сети с характеристикой $\Delta p_W—L$, не может иметь подачу, бо́льшую, чем L_A, так как при $L>L_A$ давление, создаваемое нагнетателем, меньше потерь давления в сети. Подача, меньшая L_A, может быть обеспечена нагнетателем лишь в случае изменения его характеристики с помощью того или иного способа регулирования (см. ниже).

Если характеристику сети наложить на полную характеристику нагнетателя и провести через рабочую точку A вертикальную линию, то в точках пересечения ее с характеристиками мощности, КПД, статического и динамического давлений получим значения этих параметров (рис. 3.32).

Помимо простоты и наглядности метод наложения характеристик зачастую оказывается единственным методом, позволяющим проанализировать работу не только одного, но и нескольких нагнетателей, работающих в сетях различной сложности.

Присоединение нагнетателя к сети. Для нормальной работы нагнетателей необходимо обеспечить равномерный подвод потока к его входному патрубку. Кроме

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

этого необходимо, чтобы изменение скорости жидкости от значений во всасывающем трубопроводе до значений при входе в рабочее колесо происходило по возможности с минимальными потерями. Все это достигается установкой входных элементов. Подводы должны выполнять свои функции как при оптимальном режиме, так и при отличных от оптимального режимах, когда на входе в рабочее колесо возникают обратные токи, завихрения и т. п.

При установке насосов применяют две конструктивные схемы всасывающих устройств: 1) осевой подвод конфузорного типа (рис. 3.33, *а*) и 2) боковой подвод, который может быть выполнен в виде: симметричного кольцевого подвода, обычно не создающего при входе момента скорости в рабочем колесе (рис. 3.33, *б*); полуспирального подвода, создающего определенный момент скорости на входе в рабочее колесо (рис. 3.33, *в*) и суживающегося колена большого радиуса (рис. 3.33, *г*).

Для насосов с $n_s \leqslant 100$ можно считать, что оба типа подводов равноценны в гидравлическом отношении. Применение подводящего колена с малым радиусом кривизны может привести к отрывам потока от стенок канала и появлению «мертвых» зон.

В зависимости от конкретных условий перед входом в вентилятор приходится устанавливать такие элементы, как поворотные колена, коробки, тройники, щелевые и другие переходные патрубки, конфузоры и т. д.

Строго говоря, входные элементы являются участками сети, и потери давления в них следует рассчитывать обычным способом с использованием известных коэффициентов сопротивления. Однако наличие таких элементов в непосредственной близости от входа в нагнетатель может оказать существенное влияние на его работу и значительно ухудшить его качества. Определить изменение характеристики нагнетателя при наличии таких элементов расчетом не удается; это можно сделать лишь экспериментально.

Представляется целесообразным, оценивая влияние входных и выходных элементов при установке вентиляторов, пользоваться рекомендациями канд. техн. наук Л. А. Бычковой, которая предлагает получить характеристику вентиляционной установки, вычитая из каталожной характеристики полного давления предварительно выбранного вентилятора суммарные потери дав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

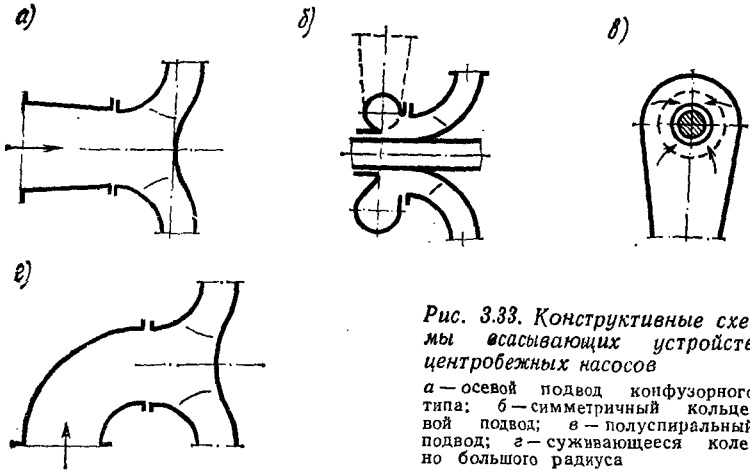


Рис. 3.33. Конструктивные схемы всасывающих устройств центробежных насосов

а — осевой подвод конфузорного типа; *б* — симметричный кольцевой подвод; *в* — полуспиральный подвод; *г* — суживающееся колено большого радиуса

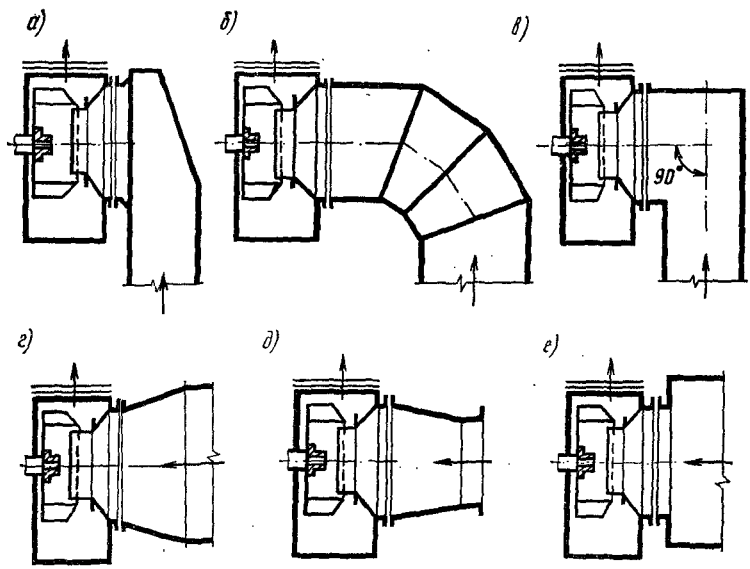


Рис. 3.34. Входные элементы радиальных вентиляторов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 3.1. **Значения ζ входных элементов и снижение КПД вентиляционных установок**

Входной элемент	ζ	$\Delta\eta/\eta$, %	ζ	$\Delta\eta/\eta$, %
	для вентилятора с лопатками, загнутыми			
	назад		вперед	
Входная коробка (рис. 3.34, *а*)	0,3—0,7	4,5—7,0	0,2—0,85	4—8
Составное колено (рис. 3.34, *б*)	0,15	1,5	0,3—0,5	4—9
Простое колено (рис. 3.34, *в*)	1,0	8,0	2,0	30
Конический конфузор (рис. 3.34, *г*)	0.1—0,4	5,0—7,0	0	0
Диффузор (рис. 3.34, *д*)	0,3—0,8	4,0—10	0,15—0,8	3—20
Уступ (вихревой коллектор) (рис. 3.34, *е*)	—	—	0	0

ления во входных и выходных элементах. (Вентиляционной установкой называют вентилятор вместе со сложным элементом, расположенным в непосредственной близости от него, т. е. на расстоянии менее $6d_0$ от входного отверстия и $3d_{экв}$ от выходного отверстия вентилятора.)

Ориентировочные значения коэффициентов местного сопротивления входных элементов, изображенных на рис. 3.34, и снижение КПД вентиляционных установок приведены в табл. 3.1.

Выходные элементы вентиляционных установок. В качестве выходных элементов установок применяются отводы, переходники с прямоугольного на круглое сечение, короба, диффузоры, а также некоторые сочетания этих элементов (рис. 3.35).

Отводы за нагнетателями предназначены для плавного поворота потока на 90°, т. е. таким образом, чтобы направление отвода продолжало направление спирали кожуха (рис. 3.35, *а*). Обратное направление отвода (пунктирная линия на рис. 3.35, *б*) неправильно, так как при этом вследствие срыва потока наблюдается значительное возрастание гидравлических потерь.

Наибольшее применение получили диффузоры, основное назначение которых состоит в том, чтобы с минимальными потерями преобразовать динамическое давление потока на выходе из нагнетателя в статическое,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

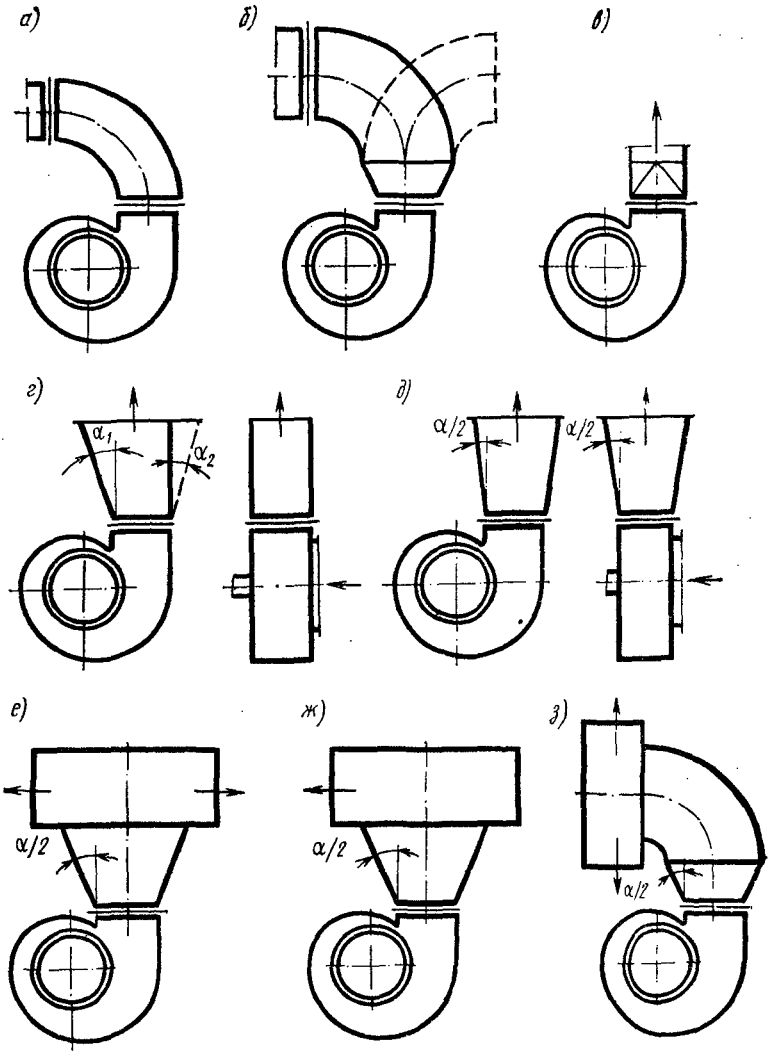


Рис. 3.35. Выходные элементы вентиляционных установок

увеличив при этом статический КПД установки. Поскольку динамическое давление современных нагнетателей в области эффективной работы составляет 10—30 % полного давления, то преобразование динамиче-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 3.2. **Ориентировочные значения ζ выходных элементов вентиляционных установок**

Выходной элемент	Значения ζ для вентилятора с лопатками, загнутыми	
	назад	вперед
Отвод прямоугольного поперечного сечения с $r=d_{экв}$ (см. рис. 3.35, *а*)	0,2	0,3—0,5
Отвод круглого поперечного сечения с $r=2\ d_{экв}$ (см. рис. 3.35, *а*)	0,5	0,4
Отвод прямоугольного поперечного сечения с $r=1{,}5\ d_{экв}$, пирамидальным диффузором, $n=2$ и $\alpha=14°$ см. рис. 3.35, *б*)	0,2	0,2
Переходник с квадрата на круг равновеликой площади (см. рис. 3.35, *в*)	0,1	0,2
Плоский несимметричный диффузор с $\alpha_1=var$ и $\alpha_2=0\div10°$ (см. рис. 3.35, *г*)	0,2—0,4	0,2—0,3
Пирамидальный диффузор (см. рис. 3.35, *д*)	0,2—0,4	0,3—0,5
Пирамидальный диффузор, короб с выходом воздуха: в две стороны (см. рис. 3.35, *е*)	0,7	—
в одну сторону (см. рис. 3.35, *ж*)	0,8	—
Пирамидальный диффузор, отвод, короб с выходом воздуха: в две стороны (см. рис. 3.35, *з*)	0,7	—
в одиу сторону — вверх нли вниз (см. рис. 3.35, з)	0,8	—

ского давлеиия в статическое с малыми потерями имеет существенное значение.

Угол раскрытия диффузора (на каждую из сторон) принимают в пределах 12—14° (рис. 3.35, *д*). Если диффузор имеет одностороннее раскрытие и иеизменен по ширине, то угол α_1 можно довести до 25° (рис. 3.35, *г*).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

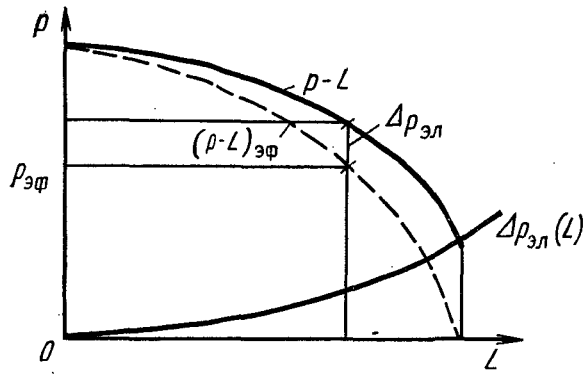


Рис. 3.36. Эффективная рабочая характеристика полного давления радиального вентилятора

Полученные в результате исследований Л. А. Бычковой значения коэффициентов местного сопротивления некоторых выходных элементов вентиляционных установок приведены в табл. 3.2.

Потери давления $\Delta p_{эл}$ во входных и выходных элементах определяются в долях динамического давления нагнетателя p_d по формуле

$$\Delta p_{эл} = \zeta p_d. \qquad (3.61)$$

Величина p_d определяется по средней скорости потока в выходном отверстии нагнетателя.

Вычитая из каталожной характеристики полного давления нагнетателя потери давления в присоединительных элементах, получают эффективную рабочую характеристику полного давления нагнетателя (рис. 3.36).

§ 13. Совместная работа нагнетателей

Необходимость включения нагнетателей в совместную работу в большинстве случаев вызвана следующими причинами:

1) один нагнетатель не может обеспечить требуемую подачу или давление, а замена его другим, более мощным, невозможна;

2) в процессе эксплуатации в соответствии с требованиями технологического процесса возникают режимы, связанные с продолжительным изменением расхода и со-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

противления сети (изменение режима осуществляется отключением одного из нагнетателей);

3) требуется обеспечить надежность работы всей системы в целом;

4) архитектурно-планировочные решения зданий приводят к созданию сложных разветвленных сетей, для регулирования которых с наибольшей эффективностью требуется установка нескольких нагнетателей.

Кроме того, при совместном включении нагнетателей появляется возможность наращивать мощность по частям и упрощается проблема резервирования, при этом общие экономические показатели таких систем могут оказаться довольно высокими, несмотря на возможное снижение КПД отдельных агрегатов и дополнительные затраты, связанные с обслуживанием нескольких установок. И тем не менее включение нагнетателей в совместную работу используется редко. Основные причины этого — опасность возникновения неустойчивых режимов работы и некоторое увеличение сложности расчета.

Включение нагнетателей в совместную работу может быть параллельным, последовательным и смешанным (комбинированным).

Параллельное включение нагнетателей. В большинстве случаев параллельное включение двух и большего числа нагнетателей рекомендуется тогда, когда оно приводит к увеличению подачи, а соответствующее увеличение частоты вращения рабочего колеса или размеров нагнетателя невозможно из-за чрезмерного усиления шума, конструктивных или архитектурно-планировочных соображений.

Известны три основные схемы параллельного включения нагнетателей: полностью параллельное включение (рис. 3.37, *а*) и полупараллельное включение по схемам, показанным на рис. 3.37, *б* и *в*.

Проанализируем работу нагнетателей в условиях параллельного включения. Рассмотрим случай, когда в сеть по схеме, показанной на рис. 3.37, *а*, включены нагнетатели с одинаковой характеристикой. Для упрощения анализа пренебрежем сопротивлением индивидуальных участков сети (участки *1—2*). В этом случае, как и в случае любого совместного включения, главным является определение режима работы не только всей системы в целом, но и каждого из на-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

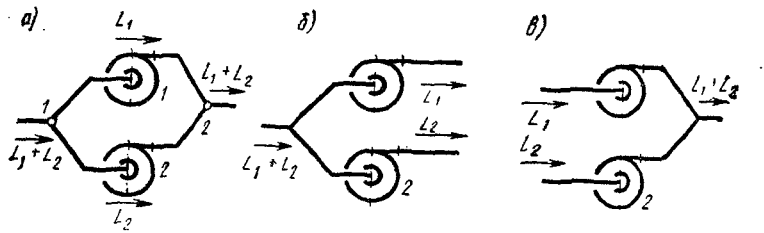


Рис. 3.37. Схемы параллельного включения нагнетателей

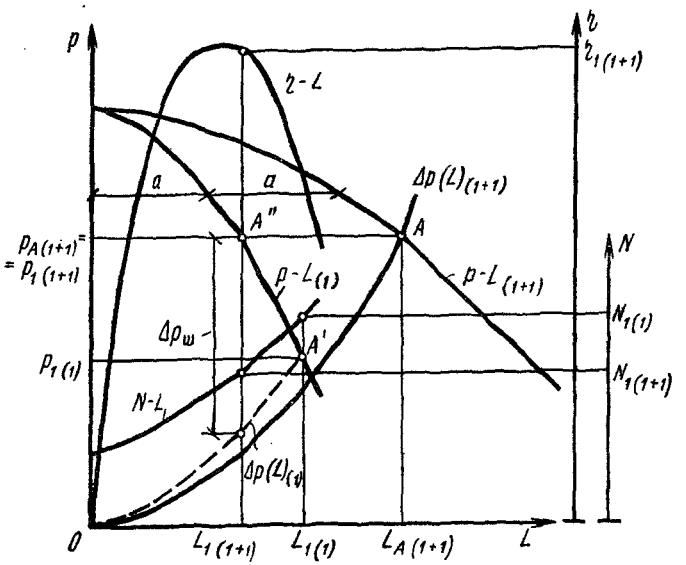


Рис. 3.38. Определение режима работы двух параллельно включенных одинаковых вентиляторов

гнетателей в отдельности. Функциональная зависимость давления нагнетателя от его подачи сложна и чаще всего задана графически в виде характеристики $p—L$, поэтому наиболее простым способом анализа оказывается графический. Обычно применяют метод суммарной характеристики нагнетателей.

Из рис. 3.37, *а* видно, что давления, создаваемые каждым нагнетателем в точках *1* и *2*, одинаковы, а общая подача равна сумме подач отдельных нагнетателей. Отсюда вытекает правило построения суммарной харак-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

теристики параллельно включенных нагнетателей: *при одинаковом давлении нужно сложить подачи.*

Построение суммарной характеристики давления показано на рис. 3.38. Абсциссы a, представляющие собой подачу одного нагнетателя, суммируются при каждом значении давления. При включении нагнетателей в сеть с характеристикой (1+1) режим работы будет определяться точкой A. При этом суммарная подача нагнетателей определяется величиной $L_{A(1+1)}$, а суммарное давление — величиной $p_{A(1+1)}$, при этом $p_{1(1+1)}=p_{A(1+1)}$, т. е. давление, создаваемое каждым нагнетателем при совместной работе, равно суммарному давлению. Подача каждого нагнетателя составляет половину от общей и может быть определена графически по положению точки A'', т. е. $L_{1(1+1)}=L_{A''}=0{,}5L_{A(1+1)}$. КПД обоих нагнетателей равен КПД каждого из них и определяется пересечением ординаты, проходящей через точку A'', с характеристикой КПД нагнетателя. Пересечение этой же ординаты с характеристикой мощности определяет затраты мощности каждым нагнетателем. Суммарные затраты мощности равны сумме мощностей отдельных нагнетателей, т. е. $N_{A(1+1)}=2N_{1(1+1)}$.

Посмотрим, что произойдет при отключении одного из нагнетателей. Характеристика сети $\Delta p-(L)_{(1)}$ станет несколько круче вследствие уменьшения площади поперечного сечения для прохода жидкости между точками *1* и *2* (см. рис. 3.37, *а*). Рабочая точка перейдет из положения A в положение A'. При этом параметры работы нагнетателя будут $L_{1(1)}>L_{1(1+1)}$, $p_{1(1)}<p_{1(1+1)}$ и $N_{1(1)}>N_{1(1+1)}$. Последнее обстоятельство особенно неприятно, поскольку приводит к перегреву обмоток электродвигателя. Поэтому при выключении одного из нагнетателей его индивидуальный участок необходимо перекрыть клапаном (чтобы исключить бесполезное перетекание жидкости по нему из-за разности давлений p_2-p_1), а в сеть оставшегося в работе нагнетателя ввести дополнительное сопротивление $\Delta p_{ш}$ с таким расчетом, чтобы рабочая точка переместилась в положение A''. При этом затраты мощности будут составлять $N_{1(1+1)}$ и перегрева электродвигателя не произойдет.

Нагнетатели с разными характеристиками. Построение суммарной характеристики разных нагнетателей в принципе не отличается от предыдущего построения. Однако, прежде чем рассматривать этот во-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

прос, следует ознакомиться с характеристикой нагнетателя в квадрантах.

Если несколько нагнетателей, имеющих разные характеристики, подключить к одной камере, то в ней можно создать настолько значительное давление, что один из нагнетателей не сможет ему противодействовать, и поток пойдет через этот нагнетатель в обратную сторону. При этом, очевидно, разность полных давлений с обеих сторон нагнетателя останется положительной, а поток изменит направление и нагнетатель, следовательно, будет работать при отрицательных подачах ($L<0$). Направление вращения рабочего колеса при этом не изменяется, поэтому нагнетатель по-прежнему будет потреблять мощность (в противном случае нагнетатель стал бы работать как турбина, отдавая мощность на вал).

Если, наоборот, нагнетатель включить последовательно с более мощным, то его подача может увеличиться до значений, гораздо бóльших, чем его собственная максимальная подача. При этом он станет сопротивлением для более мощного нагнетателя, т. е. при сохранении направления подачи ($L>0$) разность давлений с обеих сторон нагнетателя изменит знак.

Из рис. 3.39, на котором показана характеристика нагнетателя в квадрантах, видно, что работа нагнетателя возможна при $L>0$ и $p_s>0$ (I квадрант), при $L<0$ и $p_s>0$ (II квадрант), при $L>0$ и $p_s<0$ (IV квадрант). Работа нагнетателя в III квадранте невозможна, так как поток не может пойти в обратном направлении через нагнетатель ($L<0$) при давлении перед нагнетателем бóльшим, чем за ним. Обычно характеристику снимают только в I квадранте, т. е. при нормальной работе нагнетателя, тем более что для снятия характеристики во II и IV квадрантах требуется специальное оборудование.

Пусть параллельно включены два нагнетателя с характеристиками *1* и *2* (рис. 3.40). Суммарную характеристику легко получить, воспользовавшись приведенным выше правилом построения. Анализируя работу нагнетателей, необходимо учитывать вероятность попадания характеристики во II квадрант. Поясним указанное обстоятельство примером работы нагнетателей в общей камере.

При режимах работы нагнетателей, расположенных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. 3.39. Характеристика полного давления радиального вентилятора в квадрантах

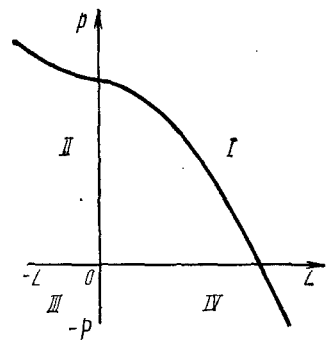
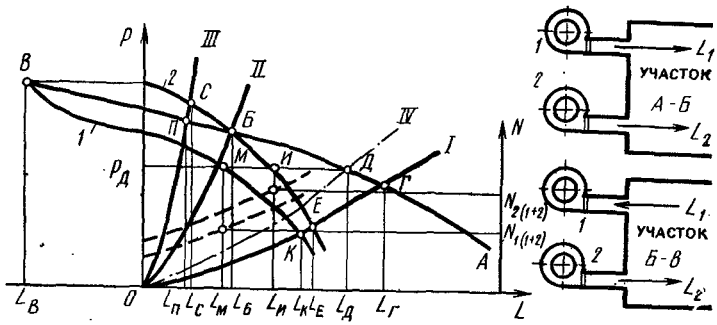


Рис. 3.40. Определение режима работы двух параллельно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики



правее точки *Б* (участок *А—Б*), оба нагнетателя имеют положительную подачу, следовательно, суммарная подача $L_Г$ больше той, которую имел бы каждый из нагнетателей при индивидуальной работе в сети *I* — $L_E < L_Г$, $L_К < L_Г$. Таким образом, параллельное включение здесь целесообразно.

Если режим работы определяется точкой *Б*, то включение в параллельную работу нагнетателя с характеристикой *1* бесполезно, поскольку суммарная подача нагнетателей при работе в сети *II* равна подаче, которую имеет при индивидуальной работе в этой же сети нагнетатель с характеристикой *2*, т. е. $L_{общ} = L_Б = L_2$.

При режимах работы, расположенных левее точки *Б* (участок *Б—В*), подача нагнетателя с характеристикой *2* имеет положительное значение, а подача нагнетателя с характеристикой *1* — отрицательное, т. е. поток в нем направлен в обратную сторону. Поэтому суммарная подача в общую камеру оказывается меньше той, которую

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

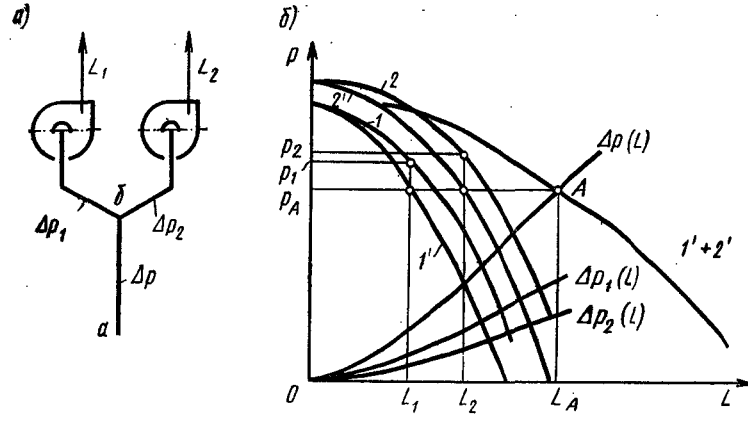


Рис. 3.41. Определение режима работы двух параллельно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики, с учетом потерь на индивидуальных участках

имеет самостоятельно работающий в сети *III* нагнетатель с характеристикой *2*. Таким образом, включение в параллельную работу нагнетателя с характеристикой *1* здесь не только бесполезно, но даже вредно, поскольку $L_{общ}=L_п<L_c=L_2$.

Затраты мощности определяем следующим образом. Зная характеристику сети (например, сеть IV), находим положение рабочей точки *Д*, которой соответствуют параметры $L_д=L_{1+2}$ и $p_д=p_{1+2}$. При этом параметры работы каждого нагнетателя определяем графическим построением, проводя ординаты через точки *М* и *И*. Подачи $L_{1(1+2)}=L_м$ и $L_{2(1+2)}=L_и$ определяем по шкале абсцисс, а затраченную каждым нагнетателем мощность ($N_{1(1+2)}$ и $N_{2(1+2)}$) — точкой пересечения соответствующей ординаты с соответствующей характеристикой мощности. Суммарные затраты мощности равны сумме затрат мощности каждым нагнетателем, т. е. $N_д=N_{1(1+2)}+N_{2(1+2)}$.

Простые случаи, подобные рассмотренным выше, редки. Чаще всего при параллельной работе нагнетатели удалены друг от друга и к общей сети присоединяются с помощью индивидуальных участков, имеющих зачастую существенное сопротивление. В этих случаях непосредственное нанесение на суммарную характеристику нагнетателей суммарной характеристики сети невозможно, поскольку сеть становится общей только начиная с точ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ки *б* (рис. 3.41, *а*). Поэтому сначала следует построить характеристику каждого нагнетателя, отнесенную к точке соединения, т. е. вычесть предварительно из характеристики каждого нагнетателя характеристику соответствующего индивидуального участка, и лишь после этого сложить их, пользуясь правилом, описанным выше. Пример такого построения показан на рис. 3.41, *б*: кривые *1* и *2* — исходные характеристики нагнетателей; $\Delta p_1(L)$ и $\Delta p_2(L)$ характеристики индивидуальных участков сети; *1′* и *2′* — характеристики нагнетателей, отнесенные к точке соединения; кривая *1′+2′* — суммарная характеристика давления.

Режим работы нагнетателей в общей сети, имеющей характеристику $\Delta p(L)$, определяется точкой A с параметрами L_A и p_A. Точки пересечения горизонтальной прямой $p=p_A$ с характеристиками *1′* и *2′* определяют подачу каждого нагнетателя (L_1 и L_2). Создаваемое каждым нагнетателем давление (p_1 или p_2) определяется точкой пересечения ординаты, характеризующей определенную подачу (L_1 или L_2), с соответствующей исходной характеристикой нагнетателя.

При параллельной работе нагнетателей с разными характеристиками представляется целесообразным определять средний КПД нагнетателей, равный:

$$\eta_{ср} = \frac{p_1 L_1 + p_2 L_2}{p_1 L_1/\eta_1 + p_2 L_2/\eta_2}.$$

Из последней формулы следует, что более мощные нагнетатели должны работать с максимальным КПД, а регулировать расход в системе целесообразнее менее мощным нагнетателем.

Рассмотренный выше метод построения суммарной характеристики нагнетателей сравнительно прост и нагляден и может применяться при любом числе нагнетателей.

Для анализа работы вентиляторов, имеющих разные характеристики, используется также, но довольно редко, метод *приведенной характеристики сети*. Этот метод особенно удобен для анализа работы вентиляторов, имеющих «седлообразные» характеристики, так как позволяет не только установить возможные режимы работы, но и оценить устойчивость работы нагнетателей.

Суть метода заключается в том, что один из параллельно работающих вентиляторов принимают за элемент сети, подключенной к другому вентилятору. Характери-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

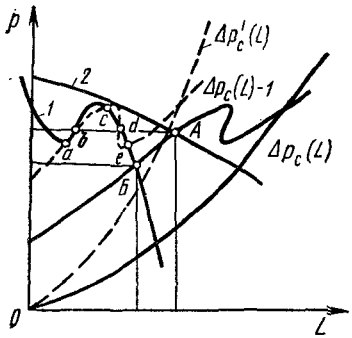


Рис. 3.42. Приведенная характеристика сети при неоднозначных режимах работы двух параллельно включенных вентиляторов

стику такой сети строят, вычитая из абсцисс характеристики общей сети $\Delta p_c(L)$ абсциссы характеристики давления одного из вентиляторов $p—L$. На рис. 3.42 дан пример такого построения: кривые *1* и *2* — исходные характеристики вентиляторов; $\Delta p_c(L)—1$ — приведенная характеристика сети для второго вентилятора. Режим работы второго вентилятора определяется пересечением характеристик *2* и $\Delta p_c(L)—1$ (точка *А*). Аналогично может быть определен режим работы и другого вентилятора.

Исследование работы систем с параллельно включенными вентиляторами, имеющими «седлообразные» характеристики, необходимо для проверки вероятности возможного нарушения нормального функционирования этих систем. Наличие впадины на характеристиках $p—L$ может привести к неоднозначности режимов работы всей системы.

Если предположить, что параллельно включены два одинаковых вентилятора с характеристикой *1* в сеть с характеристикой $\Delta p_c(L)$, то приведенная характеристика сети одного из вентиляторов будет изображаться зависимостью $\Delta p_c(L)—1$. Характеристики *1* и $\Delta p_c(L)—1$ пересекаются в точке *Б*, т. е. имеется единственно возможный режим работы. Так как рабочие точки обоих вентиляторов расположены на правых ниспадающих ветвях их индивидуальных характеристик давления, то режим работы будет, безусловно, устойчив. (Подробнее об устойчивости работы нагнетателей см. § 14.)

Допустим, что аэродинамическое сопротивление сети возросло и характеристика сети $\Delta p_c(L)$ переместилась в положение $\Delta p'_c(L)$. Приведенная характеристика сети теперь примет вид зависимости $\Delta p'_c(L)—1$. Возможные

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

режимы работы определяются точками пересечения характеристик *1* и $\Delta p'_c(L)$—1 (точки *a*, *b*, *c*, *d* и *e*). Очевидно, что реализуется только один из пяти возможных режимов, но он уже не будет единственно возможным и при кратковременных случайных изменениях сопротивления даже одного участка сети системы будет переходить из одного состояния в другое.

К сожалению, в каталогах данные о форме характеристик нагнетателей в области малых значений подачи, особенно во II квадранте, отсутствуют, что делает невозможной проверку однозначности их режимов и препятствует более широкому использованию параллельной работы нагнетателей.

Последовательное включение нагнетателей. Последовательное включение двух или большего числа нагнетателей в большинстве случаев применяется тогда, когда давление, создаваемое одним нагнетателем, недостаточно для преодоления сопротивления сети. В отдельных случаях такое включение приходится применять потому, что окружные скорости рабочего колеса, соответствующие требуемым значениям давления, оказываются очень высокими и при определенных условиях, например при работе нагнетателя в системе пневмотранспорта, могут стать причиной быстрого разрушения лопаток и корпуса вследствие соударения последних с грубыми кусками транспортируемого материала.

При последовательном включении одно и то же количество жидкости последовательно перемещается всеми нагнетателями, а давление, необходимое для преодоления сопротивления всей сети, равно сумме давлений, создаваемых каждым нагнетателем. Так как кинетическая энергия, сообщенная потоку первым нагнетателем, не теряется на удар, то общее статическое давление больше суммы статических давлений отдельных нагнетателей. Например, три одинаковых последовательно включенных нагнетателя создают полное давление $3p_{1(1+1+1)}$, а суммарное статическое давление равно $p_s = 3p_{1(1+1+1)} - p_a$.

Схема включения нагнетателей в последовательную работу и соответствующие им эпюры статического давления показаны на рис. 3.43.

В схеме, показанной на рис. 3.43, *а*, два нагнетателя располагаются один за другим таким образом, что избыточное статическое давление *AD*, создаваемое нагнета-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

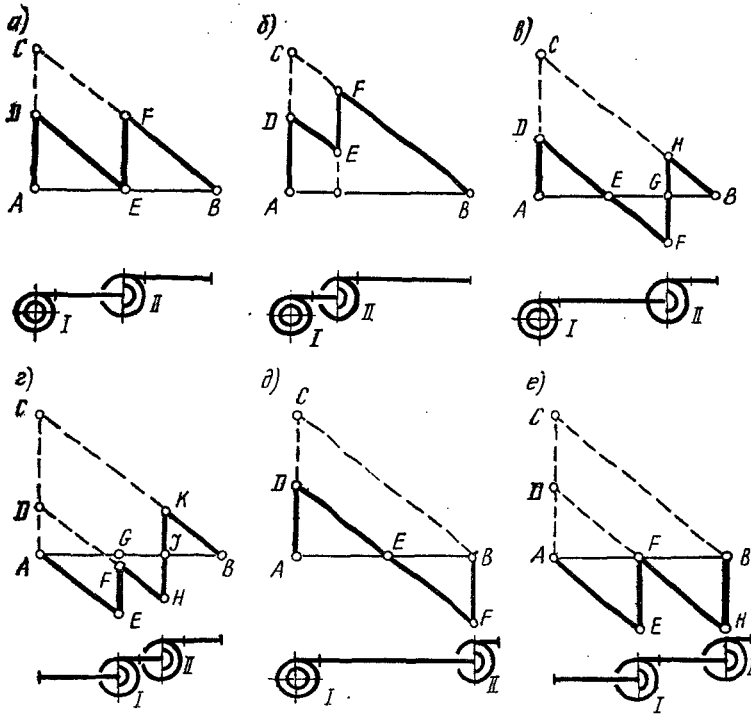


Рис. 3.43. Эпюры статического давления при различных схемах включения вентиляторов в последовательную работу

телем I, расходуется на участке *AE*, а избыточное статическое давление *EF*, создаваемое нагнетателем II,— на участке *EB*.

В схеме, приведенной на рис. 3.43, *б*, нагнетатель II расположен непосредственно за нагнетателем I. Эксплуатационным недостатком такой установки является необходимость более тщательной герметизации соединений трубопроводов с тем, чтобы исключить утечки, вероятность которых выше, чем в предыдущем случае, поскольку отдельные участки сети находятся под бо́льшим избыточным давлением, чем в схеме на рис. 3.43, *а*.

При установке нагнетателей по схеме, изображенной на рис. 3.43, *в*, избыточное статическое давление, развиваемое нагнетателем I, расходуется не на всем участке *AG*, а лишь на участке *AE*. Поэтому нагнетателю II приходится создавать разрежение на стороне всасыва-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ния (для преодоления потерь на участке EG) и избыточное статическое давление на стороне нагнетания (для преодоления потерь на участке GB).

На рис. 3.43, *г* показано распределение давлений в системе дутьевой вентилятор I — котел — дымосос II. Перепад FG характеризует разрежение в топке котла.

В схеме, показанной на рис. 3.43, *д*, нагнетатель I преодолевает сопротивление на участке AE, создавая избыточное статическое давление AD. Нагнетатель II, расположенный в конце сети, преодолевает потери на участке EB, создавая разрежение BF.

И, наконец, на рис. 3.43, *е* показана установка нагнетателей в сети, когда потери давления преодолеваются путем создания разрежения на всасывающей стороне нагнетателей.

Проанализируем работу в сетях последовательно включенных нагнетателей.

Нагнетатели с одинаковой характеристикой. Анализ работы нагнетателей не зависит от числа включенных машин, поэтому рассмотрим работу лишь двух нагнетателей. Для построения суммарной характеристики давления нагнетателей нужно при любом значении подачи удвоить значение соответствующего ей давления (рис. 3.44).

Режим работы такой системы определяет точка пересечения суммарной характеристики нагнетателей с характеристикой сети (точка A). При этом нагнетатели развивают давление $p_{(1+1)}$, обеспечивая подачу $L_{(1+1)}=L_{1(1+1)}$ и потребляя мощность $2N_{1(1+1)}$. Давление, создаваемое каждым нагнетателем, составляет половину общего, т. е. $p_{1(1+1)}=0{,}5p_{(1+1)}$.

Посмотрим, что произойдет при отключении одного из нагнетателей. Очевидно, остановленный нагнетатель будет представлять дополнительное сопротивление для работающего, т. е. характеристика сети пойдет круче. Рабочая точка из положения A перейдет в положение A'. При этом давление резко снизится: $p_{1(1)}<p_{(1+1)}$, но будет больше давления, которое развивал нагнетатель при совместной работе: $p_{1(1)}>p_{1(1+1)}$. Подача уменьшится: $L_{1(1)}<L_{1(1+1)}=L_{(1+1)}$. Затраты мощности также снизятся: $N_{1(1)}<N_{1(1+1)}$, т. е. перегрузки электродвигателя не будет.

Нагнетатели с разными характеристиками. Рассмотрим работу двух последовательно вклю-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

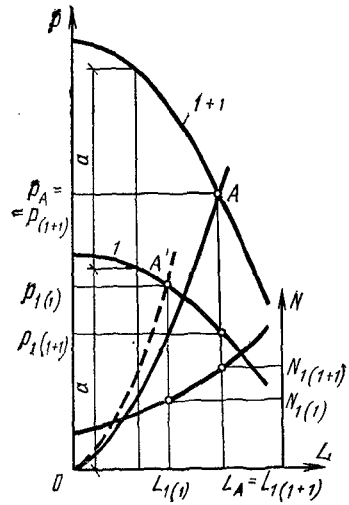


Рис. 3.44. Определение режима работы двух последовательно включенных одинаковых вентиляторов

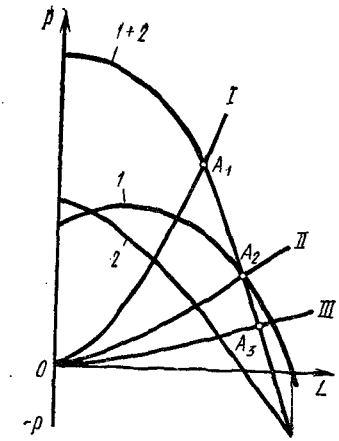


Рис. 3.45. Определение режима работы двух последовательно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики

ченных нагнетателей, имеющих разные характеристики. При построении суммарной характеристики приходится учитывать то обстоятельство, что характеристика одного из нагнетателей может заходить в IV квадрант (рис. 3.45). Построение суммарной характеристики давления заключается в сложении значений давлений каждого нагнетателя при одинаковой подаче. Как видно из рисунка, последовательное включение нагнетателей целесообразно при режимах, когда рабочая точка расположена левее точки A_2 (сеть *I*), так как при этом давление, создаваемое совместно работающими нагнетателями, больше того, которое смог бы создать каждый из нагнетателей при индивидуальной работе в той же сети.

В том случае, если характеристика сети проходит через точку A_2 (сеть *II*), включение в совместную работу нагнетателя с характеристикой *2* бесполезно, так как увеличения давления по сравнению с тем, которое создает при индивидуальной работе в этой сети нагнетатель с характеристикой *1*, не происходит.

Наконец, работа в режимах, когда рабочая точка находится правее точки A_2 (например, точка A_3 в се-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ти III), характеризуется снижением общего давления по сравнению с тем, которое создает при индивидуальной работе в той же сети нагнетатель с характеристикой *1*. В этих условиях включение в совместную работу нагнетателя с характеристикой *2* не только бесполезно, но даже вредно.

Эффективность работы последовательно включенных нагнетателей следует оценивать по значению среднего КПД, который равен:

$$\eta_{ср} = \frac{p_1 + p_2}{p_1/\eta_1 + p_2/\eta_2}.$$

В реальных условиях при необходимости совместного включения нагнетателей целесообразнее использовать нагнетатели с одинаковой характеристикой. Число последовательно включенных вентиляторов может быть любым и определяется значением необходимого давления. Число последовательно включенных насосов лимитируется прочностью корпусов и надежностью работы концевых уплотнений.

Смешанное (комбинированное) включение нагнетателей. Изучив способы построения суммарных характеристик сетей и нагнетателей для параллельного и последовательного соединения, можно рассматривать любые комбинации из нагнетателей и сетей. В зависимости от метода расчета можно причислять нагнетатель к сопротивлениям, приняв его за «кажущееся сопротивление», или, наоборот, сопротивление сети отнести к характеристике нагнетателя.

Рассмотрим три характерных случая смешанного включения нагнетателей в совместную работу.

Случай 1 (рис. 3.46). Характеристики всех трех нагнетателей (линии *1*, *2* и *3*) различны. Сопротивления индивидуальных участков приняты разными, соответственно R_1, R_2 и R_3. Сопротивление общей сети равно R_4. Это случай работы на общую сеть трех параллельно включенных нагнетателей. Сначала построим характеристики нагнетателей *1*, *2* и *3*, отнесенные к характеристикам сопротивлений R_1, R_2 и R_3. Получим характеристики *1′*, *2′* и *3′*. Это результирующие характеристики параллельных участков. Пользуясь известным правилом, строим суммарную характеристику параллельно включенных нагнетателей (кривая $1'+2'+3'$).

Рабочая точка системы определяется пересечением суммарной характеристики нагнетателей с характеристи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

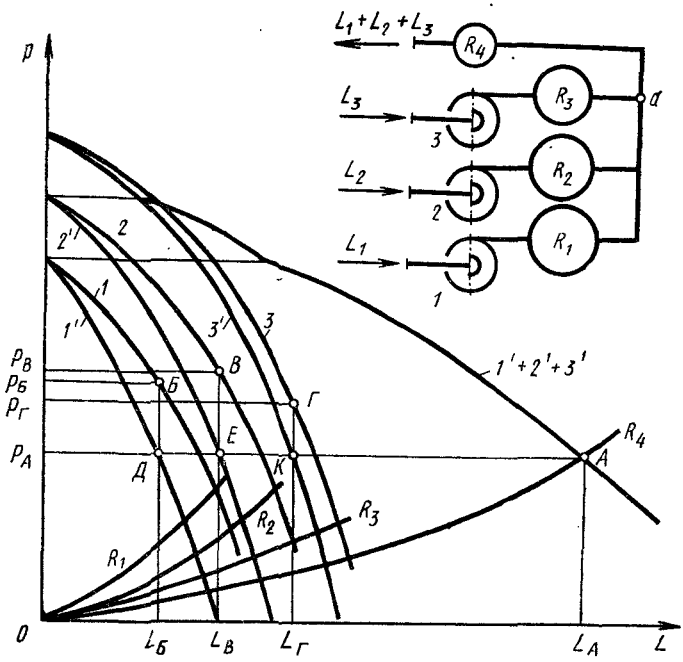


Рис. 3.46. Определение режима работы трех параллельно включенных вентиляторов, имеющих разные характеристики, с учетом потерь на индивидуальных участках

кой общей сети (точка A с параметрами L_A и p_A). Режим работы каждого нагнетателя определяется уже известным способом. Из точки A проводится линия, параллельная оси абсцисс. Точки $Д$, $Е$ и $К$ определяют режимы работы нагнетателей *1*, *2* и *3*, отнесенные к точке *а*. Пересечение ординат, проведенных через точки $Д$, $Е$ и $К$, с характеристиками *1*, *2* и *3* определяет режимы работы всех трех нагнетателей и, следовательно, значения давлений, развиваемых каждым нагнетателем при работе в этой сети.

Если на график нанести мощность и КПД каждого нагнетателя, то легко определить индивидуальные, а затем и суммарные затраты мощности и значения КПД.

Случай 2. Рассмотрим работу в сложной сети трех различных нагнетателей *1*, *2* и *3* с расположенными между ними сопротивлениями R_1 и R_2 (рис. 3.47).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

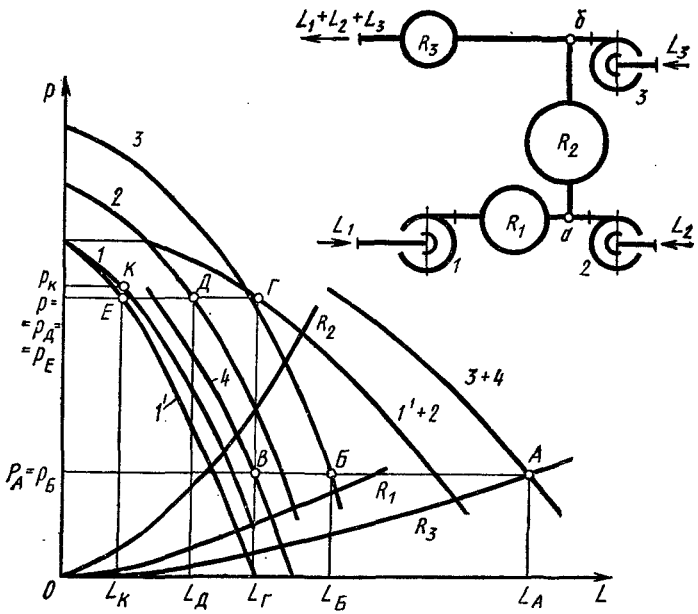


Рис. 3.47. Определение режима работы трех параллельно включенных вентиляторов в разветвленной сети

После точки присоединения *б* все нагнетатели работают на общую сеть с сопротивлением R_3. Построим характеристику нагнетателя *1*, отнесенную к точке присоединения *а* (линия *1'*), и сложим ее с характеристикой нагнетателя *2* (линия *1'+2*). С учетом потерь давления в сопротивлении R_2 получим кривую *4*. Сложив характеристику нагнетателя *3* с характеристикой *4*, получим суммарную характеристику трех нагнетателей, отнесенную к точке присоединения *б*. Точка пересечения суммарной характеристики с характеристикой общей сети определяет действительный режим работы (точка *А* с параметрами $L_А$ и $p_А$).

Определим режимы работы каждого нагнетателя. Проведя абсциссу через точку *А* до пересечения с характеристиками *3* и *4*, получим точки *Б* и *В*. Точка *Б*, имеющая параметры $L_Б$ и $p_Б$, определяет режим работы нагнетателя *3*. Ордината, проведенная через точку *В* до пересечения с характеристикой *1'+2*, определяет положение точки *Г*, характеризующей совместный режим ра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

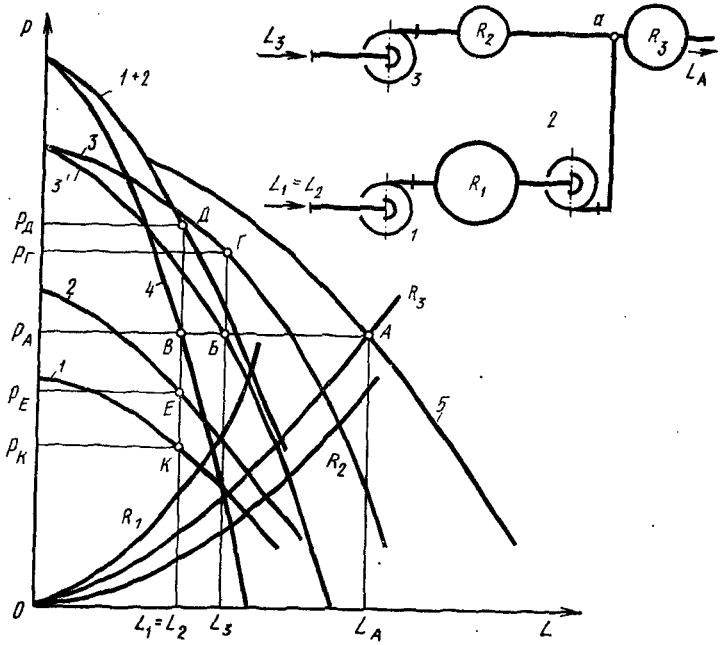


Рис. 3.48. Построение суммарной характеристики при смешанном включении вентиляторов, имеющих разные характеристики

боты нагнетателей *1* и *2*. Проведя абсциссу через точку *Г* до пересечения с характеристиками *2* и *1'*, получим точки *Д* и *Е*. Точка *Д* с параметрами $L_Д$ и $p_Д$ определяет режим работы в системе нагнетателя *2*. Пересечение ординаты, проведенной через точку *Е*, с характеристикой давления нагнетателя *1* определяет режим работы этого нагнетателя в системе (точка *К* с параметрами L_K и p_K).

Случай 3. Между двумя последовательно включенными нагнетателями, имеющими разные характеристики давления *1* и *2*, расположено сопротивление R_1. Параллельно с указанной системой включен нагнетатель *3*, имеющий характеристику давления *3*. Все три нагнетателя работают на общую сеть с характеристикой R_3 (рис. 3.48).

Построим суммарную характеристику нагнетателей *1* и *2*, отнесенную к точке присоединения *а* (линия *4*). Отнеся сопротивление R_2 к характеристике нагнетате-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ля 3, получим кривую 3′. Сложив характеристики 3′ и 4, получим суммарную характеристику нагнетателей, включенных в совместную работу (линия 5). Точка пересечения этой характеристики с характеристикой общей сети (точка A с параметрами L_A и p_A) определяет действительный рабочий режим системы. Режим работы каждого нагнетателя определяется следующим образом. Через точку A проводим абсциссу до пересечения с характеристикамн 3′ и 4 в точках $Б$ и $В$. Точка $Г$ с параметрами $L_Г$ и $p_Г$, образованная пересечением ординаты, проходящей через точку $Б$ и характеристики нагнетателя 3, определяет режим работы этого нагнетателя в системе. Пересечение ординаты, проходящей через точку $В$, с характеристикой 1+2 (точка $Д$) определяет параметры работы последовательно включенных нагнетателей 1 и 2 — $L_{1+2}=L_Д$ и $p_{1+2}=p_Д$. Режимы работы в системе нагнетателей 1 и 2 определяются точками $Е$ и $К$, при этом $p_Е+p_К=p_Д=p_{1+2}$, а $L_Е=L_К=L_Д=L_{1+2}=L_1=L_2$.

Эксплуатационные особенности работы нагнетателей в сетях. В реальных условиях нередки случаи, когда фактическая характеристика сети не совпадает с расчетной. Помимо этого режим работы нагнетателя может меняться при изменении физических свойств перемещаемой среды, технологического процесса и других факторов. Рассмотрим наиболее часто встречающиеся случаи.

Неточность расчета потерь давления в сети. В практике проектирования довольно часто сопротивления отдельных элементов сети принимают завышенными, поэтому завышенным оказывается и общее сопротивление сети. Иногда запас по давлению на неучтенные потери вводят сознательно. И в том, и в другом случае сеть рассчитана с запасом по давлению (точка A на рис. 3.49).

Фактические потери давления в сети будут меньше, поэтому характеристика сети в действительности будет более пологой по сравнению с расчетной, и фактический режим работы будет определяться точкой $Б$. При этом фактическая подача нагнетателя оказывается больше расчетной $L_Б>L_A$, а давление — меньше расчетного ($p_Б<p_A$). В большинстве случаев потребляемая мощность возрастает, что приводит к перегреву обмоток электродвигателя.

Занижение потерь давления в сети является, как пра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

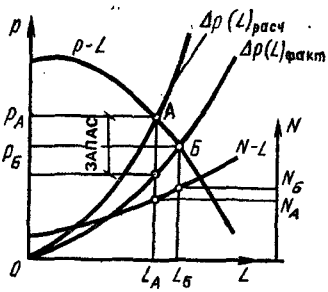


Рис. 3.49. Определение режима работы вентилятора, подобранного с запасом по давлению

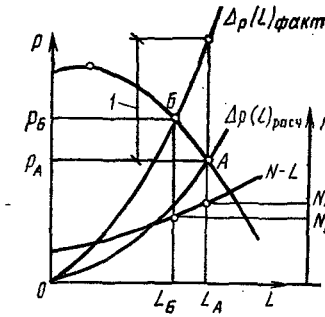


Рис. 3.50. Определение режима работы вентилятора в сети, рассчитанной с недоучетом потерь

1 — ошибка расчета

вило, результатом ошибки расчета. Значение недоучета потерь давления определяется отрезком *AB* (рис. 3.50). Так как фактическая характеристика сети проходит более круто по сравнению с расчетной, то подача нагнетателя, определяемая фактическим режимом работы (точка *Б*), будет меньше расчетной ($L_Б < L_A$), а давление — больше расчетного ($p_Б > p_A$). Мощность, потребляемая нагнетателем, уменьшается ($N_Б < N_A$), следовательно, перегрузки электродвигателя не произойдет. Недостаток заключается в том, что нагнетатель не обеспечивает требуемую подачу.

Отключение и дросселирование сети. В условиях эксплуатации разветвленных (сложных) сетей нередко возникает необходимость отключения части сети. Причинами этого могут стать реконструкция здания, изменение технологического процесса производства и т. п. Однако при этом отключенный участок сети часто оставляют открытым. Поскольку потери давления в этом случае уменьшаются, то характеристика сети станет более пологой, и режим работы нагнетателя из точки *A* переместится по характеристике давления вправо в точку *Б* (рис. 3.51). Следствием этого являются увеличение потребляемой мощности (помимо роста подачи) и перегрев обмоток электродвигателя.

Иным будет режим работы, если отключение производится с использованием дросселирования (установка заглушки на отключенном участке). Так как сопро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

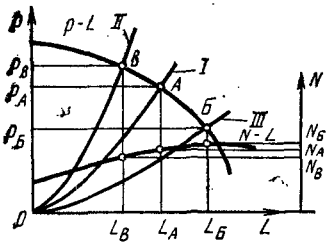


Рис. 3.51. Определение режима работы вентилятора при отключении и дросселировании сети

I — до отключения; *II* — при отключении с установкой заглушки; *III* — при отключении без установки заглушки

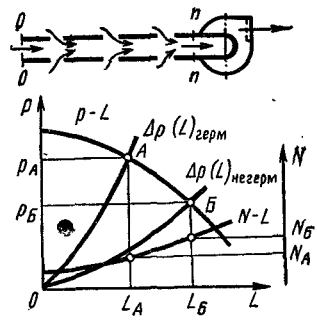


Рис. 3.52. Определение режима работы вентилятора в негерметичной сети

тивление сети при этом увеличивается, то характеристика сети станет круче, и рабочая точка переместится по характеристике нагнетателя влево (точка *B*). Затраты мощности снижаются ($N_B < N_A$), и перегрузки электродвигателя не произойдет.

Негерметичность сети. Негерметичными могут быть только вентиляционные сети. Неплотности соединений отдельных звеньев воздуховодов влекут за собой подсосы на всасывающей и утечки на нагнетательной ветвях сети. И то, и другое снижает сопротивление сети и ее характеристика становится более пологой. Если принять линейное изменение скорости (между сечениями *О—О* и *п—п*) в негерметичном воздуховоде (рис. 3.52), то

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} c_0^2 m,$$

где m — коэффициент, показывающий, во сколько раз увеличиваются потери в воздуховоде при постоянной начальной скорости c_0 и различном значении утечек.

Значения коэффициента m в зависимости от отношения $c_п/c_0$ приведены ниже:

$c_п/c_0$	1,0	1,1	1,5	2,0	2,5	3,0
m	1,0	1,105	1,585	2,33	3,25	4,33

Так как рабочая точка при наличии подсосов и утечек смещается по характеристике нагнетателя вправо (точка *Б* на рис. 3.52), то растут затраты мощности, что приводит к перегрузке электродвигателя.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

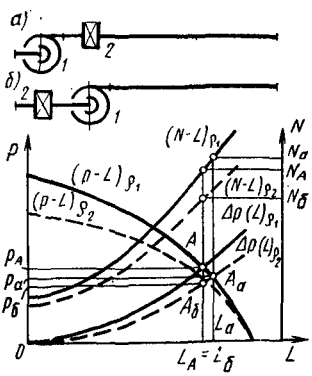


Рис. 3.53. Определение режима работы вентилятора в сети в зависимости от месторасположения воздухоподогревателя

Изменение плотности перемещаемой среды. Плотность перемещаемой среды меняется либо при изменении температуры среды, либо при перемещении механических примесей. Это изменение следует учитывать только в вентиляционных системах, поскольку для жидкости изменение плотности, вызываемое указанными причинами, незначительно.

Изменение температуры. Для воздуха выражение, устанавливающее зависимость между плотностью среды и ее температурой, имеет вид

$$\rho_t = 353/(273+t).$$

Из предыдущего известно (см. § 10), что измененне давления и мощности нагнетателя прямо пропорционально изменению плотности перемещаемой среды. Кроме того, изменение потерь давления в сети тоже прямо пропорционально изменению плотности среды. Из этого следует, что практически рабочая точка системы при изменении плотности перемещаемой среды будет перемещаться по ординате, соответствующей определенному значению подачи нагнетателя.

Пояснить сказанное можно, анализируя влияние на работу вентилятора расположения воздухонагревателя в приточной системе вентиляции. Рассмотрим две системы, отличающиеся тем, что в одной воздухоподогреватель *2* установлен за вентилятором *1* (рис. 3.53, *а*), а в другой — перед ним (рис. 3.53, *б*).

Очевидно, что положение рабочей точки в случае, если в воздухоподогреватель не подан теплоноситель, для обеих систем будет одним и тем же (точка *A*). При

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

подаче теплоносителя в воздухоподогреватель по схеме, изображенной на рис. 3.53, *а*, вентилятор по-прежнему будет подавать холодный воздух, а в сети за воздухоподогревателем будет перемещаться нагретый воздух, плотность которого ρ_2 меньше плотности ненагретого воздуха ρ_1, следовательно, характеристика сети станет более пологой $\Delta p—(L)_{\rho_2}$. Рабочая точка перейдет по характеристике вентилятора $(p—L)_{\rho_1}$ вправо (точка A_a). Такому положению соответствуют увеличение подачи вентилятора ($L_a > L_A$) и повышенный расход мощности ($N_a > N_A$); при этом давление, создаваемое вентилятором, несколько снижается ($p_a < p_A$).

При подаче теплоносителя в воздухонагреватель по схеме, изображенной на рис. 3,35, *б*, вентилятор будет перемещать нагретый воздух, следовательно, положение характеристик давления и мощности изменится [зависимости $(p—L)_{\rho_2}$ и $(N—L)_{\rho_2}$]. Объемная подача вентилятора остается прежней ($L_б = L_A$), так как рабочая точка переместилась из положения A в положение $A_б$ по вертикали. Затраты мощности при этом снижаются ($N_б < N_A$), уменьшается и давление ($д_б < p_A$).

Если сравнить две приточные системы, подающие одинаковое количество нагретого воздуха в обслуживаемые помещения, то схема, приведенная на рис. 3.53, *а*, окажется предпочтительней, поскольку в этом случае можно либо установить вентилятор меньшего размера, сохранив прежней частоту вращения рабочего колеса, либо снизить частоту вращения колеса установленного вентилятора.

Следует заметить, что такой вывод можно сделать сразу лишь для вентиляторов, у которых характеристика мощности не имеет перегиба в точке максимума. В противном случае для окончательного вывода необходимо, используя метод наложения характеристик, выполнить анализ работы вентилятора в сети.

Перемещение механических примесей. Эксперименты, проведенные М. П. Калинушкиным на вентиляторах, подающих смеси газа (воздуха) с механическими примесями (при небольших массовых концентрациях $\mu = G_{пр}/G_г$) мелкой пыли, переносимой потоком во взвешенном состоянии, показали, что характеристики давлений вентиляторов остаются такими же, как и при работе на чистом воздухе.

Средняя плотность смеси равна:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\rho_{см} = (G_{пр}+G_г)/L_{см}.$$

Плотность газа, не содержащего механических примесей, равна:

$$\rho_г = G_г/L_г.$$

Тогда отношение плотностей составит

$$\rho_{см}/\rho_г = 1+\mu;$$
$$\rho_{см} = \rho_г(1+\mu).$$

Отношение мощностей вентиляторов, перемещающих смесь и чистый воздух, равно:

$$N_{см}/N_г = \rho_{см}/\rho_г.$$

Следовательно, мощность вентилятора, перемещающего смесь, составит

$$N_{см} = N_г\rho_{см}/\rho_г.$$

Если перемещаемая смесь содержит твердые частицы значительного размера и массы, то происходит выпадение этих частиц из потока.

Исследования, проведенные М. П. Калинушкиным, позволили ему установить следующие эмпирические зависимости для определения потерь давления и мощности, необходимой для перемещения примесей в системе пневмотранспорта:

$$\Delta p_{см} = \Delta\rho_г(1+K_p\mu); \qquad (3.62)$$
$$N_{см} = N_г(1+K_N\mu).$$

Коэффициенты пропорциональности K_p и K_N определены на основе экспериментальных данных. Для ориентировочных расчетов K_p можно принимать равным 1,4, а K_N — 1,0.

Как следует из формулы (3.62), при перемещении механических примесей в результате увеличения потерь характеристика сети становится более крутой по сравнению с характеристикой сети, в которой перемещается чистый воздух, и рабочая точка должна сдвинуться по характеристике вентилятора влево.

Сравним работу одного и того же вентилятора в системах пневмотранспорта, отличающихся одна от другой лишь местом расположения уловителя твердых частиц (рис. 3.54).

При работе на чистом воздухе никакого различия в режиме работы вентилятора, включенного по схемам, изображенным на рис. 3.54, *а* и *б*, не будет (точка *А*).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

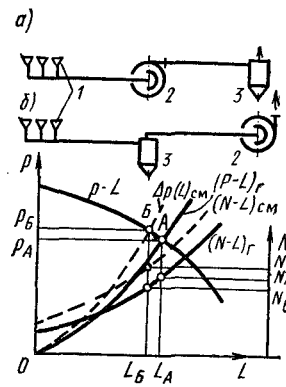


Рис. 3.54. Определение режима работы вентилятора в сети в зависимости от месторасположения пылеуловителя

1 — пылеприемная воронка; *2* — вентилятор; *3* — пылеуловитель

При перемещении механических примесей в системе, выполненной по схеме, показанной на рис. 3.54, *а*, все примеси проходят через вентилятор. Характеристика мощности займет новое положение — $(N—L)_{см}$. Режим работы вентилятора переместится в точку *Б* с параметрами $p_Б > p_A$, $L_Б < L_A$ и $N_Б > N_A$.

При перемещении механических примесей в системе, выполненной по схеме, изображенной на рис. 3.54, *б*, все примеси будут задерживаться в уловителе твердых частиц, следовательно, вентилятор по-прежнему будет перемещать чистый воздух и положение характеристики мощности вентилятора $(N—L)_г$ не изменится. Но так как сопротивление сети увеличивалось и режим работы вентилятора переместился в точку *Б*, то параметры работы для этого режима будут $p_Б > p_A$, $L_Б < L_A$ и $N'_Б < N_A$.

Если заранее нельзя установить продолжительность работы вентилятора на том или ином режиме, то подбор электродвигателя к вентилятору следует выполнять по максимальному расходу мощности.

Совместное действие аэрации и механической вытяжной вентиляции. С таким режимом работы приходится сталкиваться, например, при организации воздухообмена в цехах со значительными избытками теплоты. Поскольку аэрация при избытках теплоты происходит под действием гравитационного давления, которое зависит от разности плотностей наружного и внутреннего воздуха $\rho_н—\rho_в$, то очевидно, что зависимость гравитационного давления от расхода

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

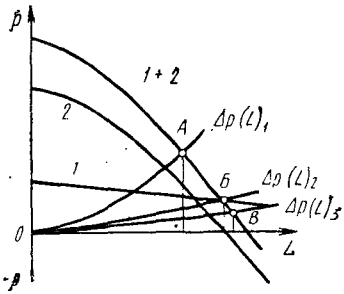


Рис. 3.55. Определение режима совместной работы механической вентиляции и аэрации

(рис. 3.55, характеристика *1*) будет иметь вид прямой линии, выполненной с уклоном в сторону бо́льших расходов. При больших расходах воздух не успевает нагреться и разность $\rho_н - \rho_в$ уменьшается.

Дополнительное включение вентилятора с целью увеличения воздухообмена не всегда оправдано, что хорошо иллюстрирует рис. 3.55 (характеристика *2*). При достаточно больших сопротивлениях сети (характеристика $p(L)_1$) такое включение оправдано, так как совместное действие вентилятора и аэрации (характеристики *1+2*) приводит к увеличению количества удаляемого воздуха (рабочая точка окажется в точке *А*).

При характеристике сети, проходящей через точку *Б* (характеристика $p(L)_2$), включение вентилятора бесполезно и приводит лишь к увеличению затрат мощности без увеличения количества удаляемого воздуха.

При незначительных сопротивлениях сети (характеристика $p(L)_3$) количество удаляемого воздуха при включении вентилятора уменьшается, а затраты мощности увеличиваются.

Работа приточной системы с рециркуляцией. Системы кондиционирования воздуха часто выполняют (если допускается санитарно-гигиеническими нормами) с использованием рециркуляции.

Проанализируем работу вентилятора в системе с одной рециркуляцией (рис. 3.56, *а*). Обозначив сопротивление перемещению воздуха на различных участках вентиляционной системы величинами R_1, R_2, R_3 и R_4, получим принципиальную схему системы вентиляции (рис. 3.56, *б*). Для анализа работы вентилятора в такой сложной системе используем метод наложения характеристик (рис. 3.56, *в*).

Воздух, обработанный в кондиционере *3*, вентилято-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

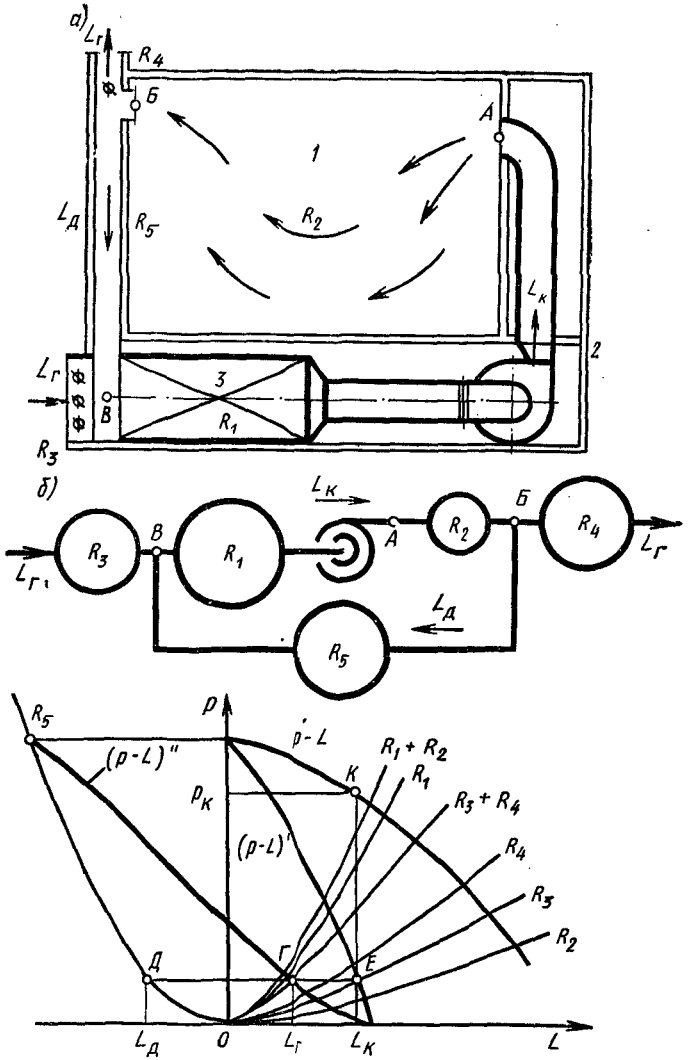


Рис. 3.56. Схема работы приточной системы с рециркуляцией

ром *2*, имеющим характеристику давления $p—L$, направляется в обслуживаемое помещение *1*. Часть использованного воздуха удаляют через регулирующий клапан (сопротивление R_4) наружу, а остальной воздух смешивают в необходимых пропорциях с наружным свежим

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздухом и направляют на обработку в кондиционер. Сопротивление сети от точки смешивания (точка B) до входа в вытяжное отверстие помещения (точка $Б$) обозначим через R_1, а сопротивление тракта рециркуляции от точки Б до точки B — через R_5.

Построим зависимость $(p—L)' = (p—L) — R_1$. Так как в рециркуляционном воздуховоде, подключенном параллельно к основному участку, обратное движение воздуха, то характеристику сопротивления R_5 следует строить во II квадранте на отрицательной оси L. Параллельное соединение R_5 и $(p—L)'$ обусловливает разность давлений в точках $Б$ и B. Воспользовавшись известным правилом, сложим эти характеристики и получим характеристику вентилятора $(p—L)''$, отнесенную к точкам присоединения.

На основании правила, изложенного в § 12, определим суммарную характеристику последовательно включенных сопротивлений R_3 и R_4 (зависимость R_3+R_4). Положение рабочей точки (точка $Г$) определяется пересечением характеристики вентилятора $(p—L)''$ и характеристики сети R_3+R_4.

Если провести через точку $Г$ абсциссу, то точки $Д$ и E — точки пересечения ее с характеристиками R_5 и $(p—L)'$ — определяет расходы воздуха в соответствующих воздуховодах. Точка K, полученная пересечением ординаты, проведенной через точку E, с каталожной характеристикой вентилятора $(p—L)$, определяет действительный режим работы в сети вентилятора, имеющего параметры p_K и L_K.

Дополнительная нагрузка сети постоянным давлением или разрежением. Такие режимы работы наблюдаются при нагнетании вентилятором воздуха в камеры большого объема, при отсосе воздуха из таких камер, при продувке воздуха через слой жидкости и т. д. Проанализируем случаи, наиболее часто встречающиеся на практике.

Нагнетание воздуха в камеру с избыточным давлением. В этом случае (рис. 3.57) вентилятору приходится преодолевать сопротивление Δp. Рабочая точка определяется пересечением характеристики $\Delta p = \text{const}$ с характеристикой вентилятора $(p—L)$ — точка A.

Подобная картина наблюдается при отсасывании вентилятором *1* воздуха из камеры *2*, в которой поддерживается постоянное разрежение Δp.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

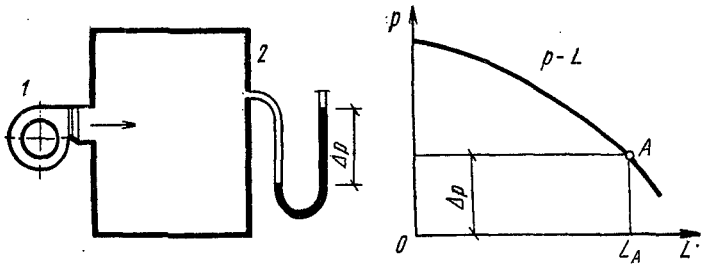


Рис. 3.57. Определение режима работы вентилятора при подаче воздуха в камеру с избыточным давлением

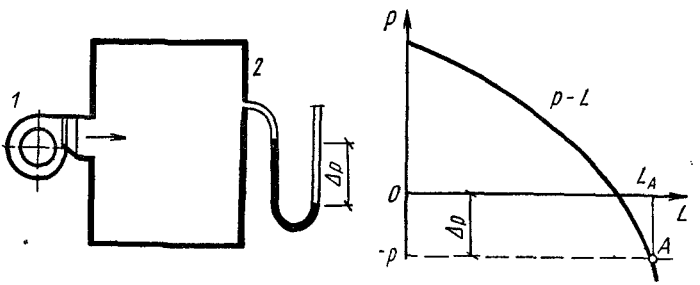


Рис. 3.58. Определение режима работы вентилятора при подаче воздуха в камеру с разрежением

Нагнетание воздуха в камеру с разрежением. В этом случае величина разрежения откладывается на оси отрицательного давления, т. е. в IV квадранте (рис. 3.58). Разрежение в камере Δp способствует увеличению подачи вентилятора.

Подобная картина наблюдается при отсасывании вентилятором воздуха из камеры, в которой поддерживается постоянное избыточное давление Δp.

Нагнетание воздуха в камеру с избыточным давлением. В этом случае вентилятору *1* приходится преодолевать, помимо противодавления камеры *2*, еще и сопротивление сети *3* (рис. 3.59). Положение рабочей точки *A* определяется либо пересечением характеристики вентилятора $p—L$ с суммарной характеристикой сети $\Delta p(L)+\Delta p$, либо пересечением характеристики сети $p(L)$ с приведенной характеристикой вентилятора $(p—L)—\Delta p$.

Нагнетание воздуха в камеру 2 с разрежением. В этом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

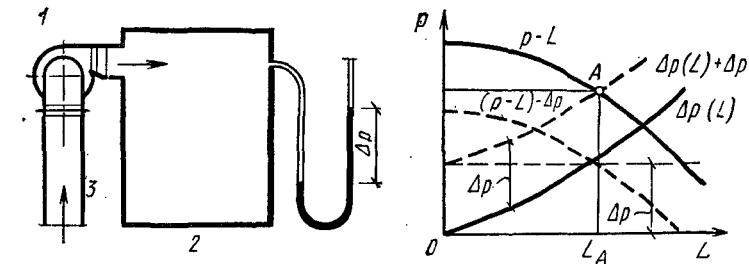


Рис. 3.59. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с избыточным давлением с учетом сопротивления сети

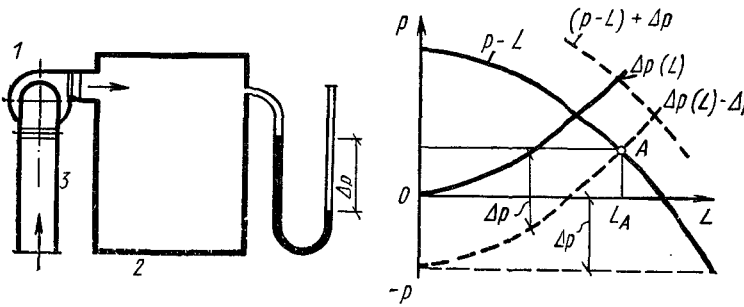


Рис. 3.60. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с разрежением с учетом сопротивления сети

случае как бы облегчается работа вентилятора *1* по преодолению сопротивления сети *3* (рис. 3.60). Режим работы (точка A) определяется пересечением либо приведенной характеристики вентилятора $(p—L)+\Delta p$ с характеристикой сети $p(L)$, либо характеристики вентилятора $p—L$ с суммарной характеристикой сети $\Delta p(L)—\Delta p$.

Нагнетание воздуха в камеру с разрежением при наличии ответвления в подающей сети (рис. 3.61). Обозначим характеристики сопротивлений: в ответвлении — R_1, при входе в камеру *2* — R_2. С учетом разрежения в камере характеристика при входе будет иметь вид $R_2—\Delta p$. От точки a ветви сети параллельны. Пользуясь правилом сложения характеристик, получим суммарную характеристику сети $R_1+R_2—\Delta p$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

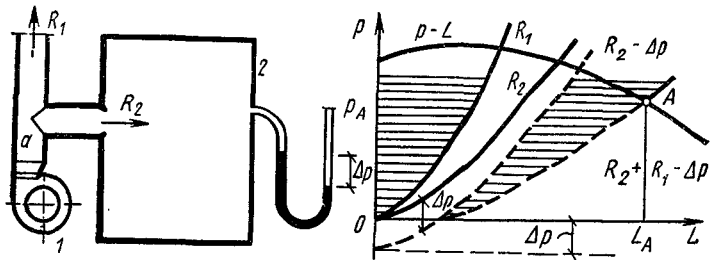


Рис. 3.61. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с разрежением и при наличии ответвления в подающей сети

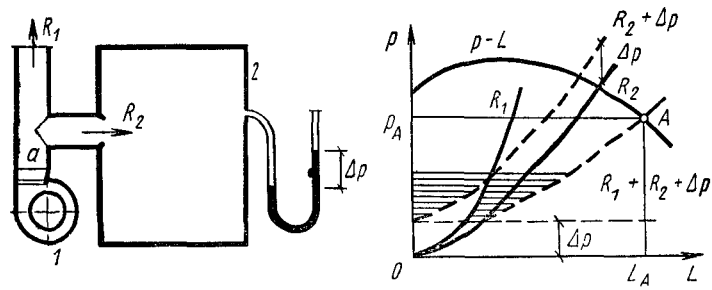


Рис. 3.62. Определение режима работы вентилятора при нагнетании воздуха в камеру с избыточным давлением и при наличии ответвления в подающей сети

Точка пересечения суммарной характеристики сети с характеристикой вентилятора p—L — точка A,— однозначно определяет режим работы вентилятора *1* в сети — L_A и p_A.

Нагнетание воздуха в камеру с избыточным давлением при наличии ответвления в подающей сети (рис. 3.62). Как и в предыдущем случае, обозначим характеристику сопротивления в ответвлении через R_1, а при входе в камеру *2* — через R_2. С учетом избыточного давления в камере характеристика при входе будет иметь вид $R_2+\Delta p$. Сложив, аналогично предыдущему, характеристики R_1 и $R_2+\Delta p$, получим суммарную характеристику сети $R_1+R_2+\Delta p$. И в этом случае точка A — пересечение характеристики p—L вентилятора *1* с суммарной характеристикой сети однозначно определяет режим работы вентилятора в сети — L_A и p_A.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 14. Устойчивость работы нагнетателей

Для нормальной эксплуатации нагнетателей необходимо, чтобы их работа была устойчивой. Это означает, что после случайных возмущений, которые могут быть вызваны различными причинами (например, изменением напряжения в электрической сети и, как следствие, изменением частоты вращения рабочего колеса; изменением гидростатической составляющей потерь давления; изменением расхода и т. п.), режим работы должен возвращаться в первоначальное положение.

Однако в некоторых случаях при работе нагнетателей в сетях могут возникать неустойчивые режимы. При этом наблюдается резкое изменение подачи и, следовательно, резкое изменение мощности электродвигателя. Такие режимы работы возникают чаще всего в тех случаях, когда характеристика нагнетателя имеет «седлообразный» вид. Рассмотрим, как работает в сети, состоящей из водозабора, всасывающего и нагнетательного трубопроводов и емкости значительного объема центробежный насос, имеющий падающую характеристику (рис. 3.63, *а*). При случайном увеличении подачи на величину dQ противодавление сети (точка *1*) оказывается больше напора, создаваемого насосом (точка *2*), сеть будет как бы тормозить работу насоса и режим работы будет стремиться вернуться в первоначальное положение (точка *А*).

Если подача по какой-либо причине уменьшилась на величину dQ, то напор насоса (точка *3*) превысит сопротивление сети (точка *4*), и насос, увеличив подачу, вернет режим работы в исходное положение (точка *А*). Такая работа насоса в сети называется устойчивой. При работе в сети одного насоса условие устойчивости имеет вид

$$dH/dQ < dH_c/dQ. \qquad (3.63)$$

Проанализируем работу в той же сети насоса с «седлообразной» характеристикой (рис. 3.63, *б*). Пусть расчетный режим работы определяет точка *А*. Тогда при увеличении подачи на величину dQ напор, развиваемый насосом, оказывается больше противодавления сети, и подача насоса будет расти. Так будет продолжаться до тех пор, пока режим работы не перейдет в точку *Б*. При этом $Q_Б > Q_A$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

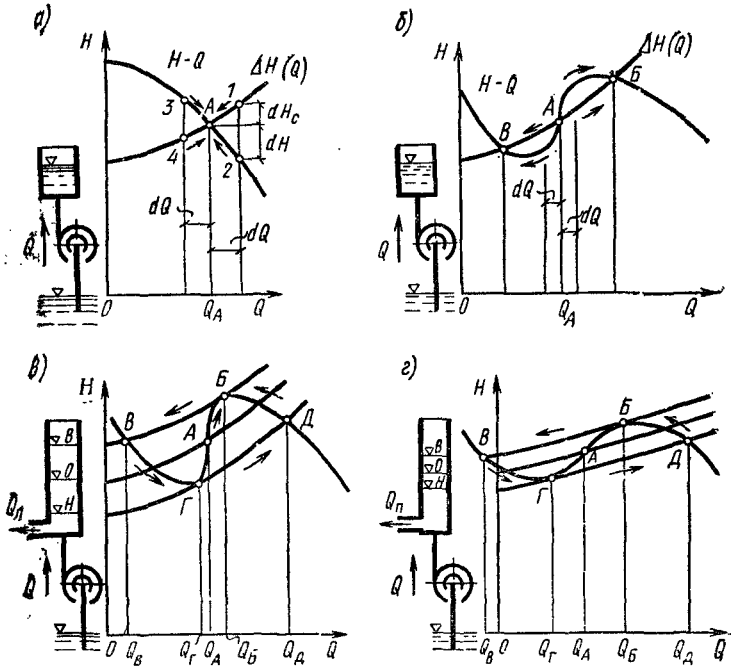


Рис. 3.63. К анализу устойчивости работы в сети центробежного насоса

Если же подача насоса уменьшится на величину dQ, то сопротивление сети окажется больше, чем развиваемый насосом напор, и подача будет продолжать уменьшаться до тех пор, пока режим работы не перейдет в точку B. При этом $Q_B < Q_A$.

Очевидно, условие устойчивости работы (3.63) в этом случае не выполняется, т. е. расчетный режим работы насоса в сети, определяемый точкой A, является неустойчивым.

Рассмотрим теперь работу насоса с «седлообразной» характеристикой в сети, включающей емкость (например, водонапорный бак), рабочий объем которой сопоставим с подачей насоса (рис. 3.63, *в*). В расчетном режиме (точка А) подача насоса Q_A равна расходу потребителя $Q_п$. Если произойдет увеличение подачи насоса на величину dQ, то, как уже установлено, режим работы не вернется в точку A, и подача насоса будет расти.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Уровень воды в баке начнет повышаться, возрастет гидростатическая составляющая потерь напора, и характеристика сети пройдет выше. Рабочая точка будет перемещаться по характеристике насоса вверх до тех пор, пока не займет положение точки *Б*. Режим работы, определяемый точкой *Б*, называется критическим, так как малейшее повышение противодавления сети приводит к тому, что режим скачкообразно переходит в точку *В*. При этом подача насоса Q_B будет меньше расчетной.

Поскольку $Q_п > Q_B$, то уровень воды в баке начнет понижаться, гидростатическая составляющая потерь давления начнет уменьшаться, и характеристика сети расположится ниже. Рабочая точка будет перемещаться по характеристике насоса вниз до тех пор, пока не займет положения точки *Г*, режим работы в которой тоже не является устойчивым, так как незначительное понижение уровня воды в баке (например, вследствие инерционности процесса) приведет к скачкообразному переходу режима работы насоса в точку *Д*. При этом происходит резкое увеличение подачи — $Q_Д > Q_Г$. Так как $Q_Д > Q_п$, то уровень воды в баке начнет повышаться, следовательно, начнет возрастать гидростатическая составляющая потерь давления, и рабочая точка будет перемещаться по характеристике насоса из точки *Д* в точку *Б*, достигнув которой, скачкообразно перейдет в точку *В* и т. д. Скачкообразное изменение режима работы насоса по аналогии с работой поршневой машины получило название помпаж. Помпаж обнаруживается прежде всего по характерному, строго периодическому изменению шума насоса и интенсивным колебаниям напора в сети. Работа насоса в условиях помпажа крайне нежелательна и не должна допускаться при эксплуатации. Особенно нежелательна она в том случае, если точка *В* оказывается во II квадранте, т. е. когда режим работы переходит в область отрицательных подач. При отсутствии обратного клапана жидкость пойдет из бака в резервуар через насос (рис. 3.63, *г*).

Неустойчивая работа может наблюдаться и при работе вентиляторов, имеющих «седлообразные» характеристики с перегибом и явно выраженным максимумом

На устойчивости работы нагнетателей может сказаться параллельное включение, однако вероятность помпажа при прочих равных условиях в этом случае значительно меньше, чем при работе одного нагнетате-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ля. Условие устойчивости при параллельной работе двух нагнетателей имеет вид

$$dQ_1/dH_1+dQ_2/dH_2>dQ_{1+2}/dH_{1+2}. \qquad (3.64)$$

Для предотвращения помпажа следует применять нагнетатели со стабильной формой напорной характеристики. При наличии западающего участка характеристики предотвратить или уменьшить помпаж можно установкой обратных клапанов, обеспечивающих работу нагнетателя в системе с подачами $Q>Q_{H\,max}$; уменьшением частоты вращения рабочего колеса; уменьшением аккумулирующей способности системы; расположением дросселирующей задвижки непосредственно за нагнетателем.

Кавитация. В насосах при достижении определенных условий может возникнуть явление, называемое *кавитацией*. Под кавитацией понимают образование при снижении гидростатического давления пузырьков газа в толще движущейся жидкости и схлопывание этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где гидростатическое давление повышается. В лопастном насосе кавитация возникает на лопатке рабочего колеса вблизи ее входной кромки, т. е. там, где скорость потока максимальна.

В месте схлопывания пузырька (т. е. в момент его полной конденсации) возникает резкое увеличение давления (до сотен атмосфер). Если в этот момент пузырек пара находился на поверхности рабочего колеса или лопатки, то удар приходится на эту поверхность, что вызывает эрозию материала. Поверхность металла носит выщербленный характер. Процесс разрушения рабочих органов лопастных насосов является наиболее опасным следствием кавитации. Кавитация в лопастных насосах сопровождается резким шумом, треском и даже вибрацией насосной установки и, что особенно важно, падением напора, мощности, подачи и КПД.

Материалов, имеющих абсолютную устойчивость против кавитационного разрушения, не существует, поэтому работа насосов в кавитационном режиме не допустима. Это означает, что работа любого лопастного насоса должна осуществляться в бескавитационном режиме.

Рассмотрим физическую картину возникновения кавитации в лопастном насосе при обтекании потоком лопасти рабочего колеса. Допустим, поток подходит к лопасти так, что в точке *а* линия тока раздваивается

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

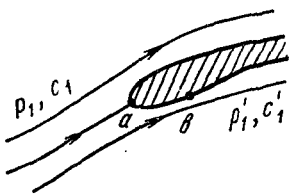


Рис. 3.64. Схема обтекания потоком лопатки рабочего колеса

(рис. 3.64). Положение точки a для одного и того же насоса зависит от его подачи. Скорость относительного движения жидкости в точке $в$ на тыльной стороне лопасти максимальна, поэтому давление в этой точке минимально. Предположим, что w_1 и p_1 — относительная скорость и давление в потоке перед входом на лопасть, а w'_1 и p'_1 — относительная скорость и давление в точке $в$ линии тока вдоль поверхности тыльной части лопасти, ρ — плотность жидкости. Запишем уравнение Д. Бернулли для относительного движения жидкости вдоль струйки, движущейся от точки a к точке $в$:

$$p_1/\rho g + w_1^2/2g = p'_1/\rho g + (w'_1)^2/2g. \qquad (3.65)$$

В силу того, что точки a и $в$ находятся на достаточно близком расстоянии друг от друга, потерями напора на этом участке можно пренебречь, а переносные скорости вращения этих точек можно считать равными.

Если понижать давление p_1 в потоке перед входом в рабочее колесо, оставляя неизменной подачу, то вследствие безотрывного течения жидкости скорости w_1 и w'_1 не изменяются, а давление p'_1 в точке $в$ будет понижаться на ту же величину, что и давление p_1.

Как только по мере снижения давления p_1 давление в точке достигнет значения давления насыщенных паров p_t, то дальнейшее уменьшение давления в потоке жидкости на входе в колесо не будет сказываться на величине $p'_1 = p_t$. Как видно из уравнения Д. Бернулли (3.65), скорость относительного движения потока в точке $в$, равная

$$w'_1 = \sqrt{w_1^2 + \frac{2(p_1 - p_t)}{\rho}},$$

с уменьшением давления p_1 будет уменьшаться. Расход потока в межпластном пространстве остается постоянным, вследствие чего струйки жидкости, движущиеся вблизи струйки ab, начнут двигаться с большей относи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

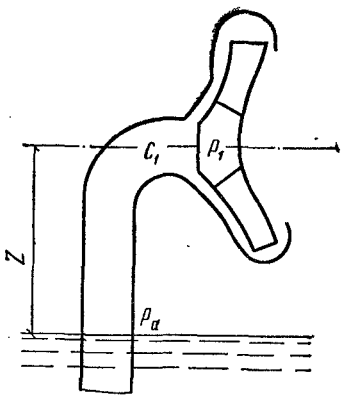


Рис. 3.65. К определению давления в потоке на входе в рабочее колесо насоса

тельной скоростью, следовательно, с меньшим давлением в них. Таким образом, зона движения жидкости, в которой появляются пузырьки газов, постепенно расширяется с уменьшением давления перед входом потока в рабочее колесо. В тот момент, когда произойдет полный отрыв потока от тыльной стороны лопасти, резко уменьшится напор насоса.

Как видно из приведенных достаточно простых описаний этого сложного явления, параметры насоса (напор и КПД) начинают меняться при достаточно развившейся кавитации. Основным средством, предупреждающим появление кавитации, является создание такого давления во всасывающем трубопроводе, при котором кавитация отсутствует. Как правило, это давление определяется высотой всасывания жидкости при работе насоса. Для нахождения высоты всасывания обратимся к следующим рассуждениям. Пусть p_1 и c_1 — давление и скорость течения жидкости перед рабочим колесом насоса (рис. 3.65), p_a — атмосферное давление на свободной поверхности, Z — превышение оси насоса над свободной поверхностью резервуара, из которого откачивается жидкость. Если потери напора во всасывающем трубопроводе до входа в рабочее колесо равны h_w, то уравнение Бернулли, записанное для струйки жидкости, движущейся от свободной поверхности жидкости до входа в рабочее колесо, запишется в виде

$$p_a/\rho g = p_1/\rho g + c^2_1/2g + Z + h_w. \qquad (3.66)$$

Сумму $Z + h_w = H_s$ называют статической высотой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

всасывания. Тогда из выражения (3.66) для H_s получаем

$$H_s = p_a/\rho g - p_1/\rho g - c^2_1/2g. \qquad (3.67)$$

Для струйки жидкости, попадающей при своем дальнейшем движении на лопатку рабочего колеса, в соответствии с выражением (3.65) имеем

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p'_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g}\left[\frac{(w'_1)^2}{w_1^2} - 1\right]. \qquad (3.68)$$

Подставляя выражение (3.68) в формулу (3.67), получаем аналитическую связь между статической высотой всасывания и давлением p'_1 в виде

$$H_s = \frac{p_a - p'_1}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}\left[\left(\frac{w'_1}{w_1}\right)^2 - 1\right]. \qquad (3.69)$$

Из выражения (3.67) видно, что снижением давления p_1 обусловливается увеличение статической высоты всасывания H_s. Поскольку понижение давления p_1 вызывает уменьшение давления p'_1, то, как это следует из выражения (3.69), наибольшего значения для данного насоса величина H_s достигнет тогда, когда давление у тыльной части лопатки p'_1 будет равно давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости, т. е. при $p'_1 = p_t$.

Дальнейшее увеличение статической высоты всасывания приведет к изменению характеристики насоса, поэтому достижение равенства $p'_1 = p_t$ определяет максимально допустимую статическую высоту всасывания. В этом случае выражение (3.69) можно записать в виде

$$H_s^{max} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \frac{c_1^2}{2g} - \lambda_{кр}\frac{w_1^2}{2g}, \qquad (3.70)$$

где коэффициент $\lambda_{кр} = [(w'_1/w_1)^2 - 1]$ для характерных кавитационных режимов называется *критическим числом кавитации.*

Назовем *кавитационным запасом* Δh превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке перед рабочим колесом над напором, создаваемым давлением насыщенных паров, т. е.

$$\Delta h = p_1/\rho g + c^2_1/2g - p_t/\rho g. \qquad (3.71)$$

Определим связь между кавитационным запасом и статической высотой всасывания, для чего в выражение

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

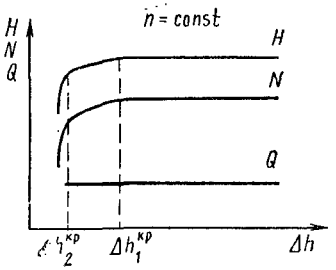


Рис. 3.66. Кавитационная характеристика центробежного насоса

(3.71) подставим значение p_1 из выражения (3.68). Получим

$$\Delta h = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_t}{\rho g} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр}\frac{w_1^2}{2g}, \qquad (3.72)$$

Подставляя в выражение (3.70) полученное соотношение (3.72), имеем

$$H_s^{max} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_{кр}. \qquad (3.73)$$

Критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}$ соответствует критическому числу кавитации $\lambda_{кр}$.

Как видно из уравнения (3.73), чем больше кавитационный запас, тем меньше статическая высота всасывания и, следовательно, хуже кавитационные качества насоса.

Для определения критического кавитационного запаса проводят кавитационные испытания насоса. В результате для каждого режима работы насоса получают так называемую *кавитационную характеристику*, которая представляет собой зависимость напора и мощности насоса от кавитационного запаса при постоянной частоте вращения привода и подаче. Типичная кавитационная характеристика приведена на рис. 3.66.

Как следует из приведенных выше рассуждений, при большом кавитационном запасе кавитации в потоке не наступает, напор и мощность от Δh не зависят. При достижении давления $p'_1 = p_t$ начавшаяся кавитация приводит к уменьшению напора и мощности насоса. Режим, при котором начинается падение давления и мощности, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас $\Delta h_1^{кв}$, которому, в свою очередь, соответствует

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

критическое число кавитации $\lambda_{кр1}$. Это так называемая начальная стадия процесса кавитации, когда $\Delta h_1^{кр} > \Delta h > \Delta h_2^{кр}$ и зона отрыва потока от лопатки невелика. Поэтому частично развившаяся кавитация мало сказывается на уменьшении напора и мощности насоса. Медленное уменьшение напора и мощности развивающейся кавитации заканчивается резким уменьшением последних, так как в результате развившейся кавитации происходит резкое увеличение концентрации пара в потоке, что ведет к полному отрыву потока от лопатки рабочего колеса. Этому явлению соответствует второй критический кавитационный запас $\Delta h_2^{кр}$, значение которого связано со значением второго критического числа кавитации $\lambda_{кр2}$.

У многих тихоходных насосов первый критический режим на кавитационной характеристике не обнаруживается. В этом случае приходится ограничиваться вторым критическим режимом. В качестве наименьшего кавитационного запаса принимают либо первый, либо второй критический кавитационный запас. Для предотвращения работы насоса в нежелательном кавитационном режиме обычно назначают небольшое превышение допустимого кавитационного запаса над критическим, т. е.

$$\Delta h_{доп} = (1.2 \div 1.3)\,\Delta h_{кр}.$$

Зная критический или допустимый кавитационный запас, можно найти для данной насосной установки допустимую статическую высоту всасывания:

$$H_s^{доп} = \frac{p_a - p_t}{\rho g} - \Delta h_{доп}. \qquad (3.74)$$

Обычно принимают $(p_a - p_t)/\rho g = 10$ м, что соответствует наиболее часто встречаемому случаю всасывания холодной воды при нормальном давлении. В этом случае выражение (3.74) приобретает простой вид:

$$H_s^{доп} = 10 - \Delta h_{доп}, \qquad (3.75)$$

Существенные трудности связаны с определением критического (или допустимого) кавитационного запаса, который в соответствии с уравнением (3.73) имеет вид

$$\Delta h_{кр} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2g}. \qquad (3.76)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Из этого уравнения следует, что критический кавитационный запас зависит только от скорости движения жидкости в рабочем колесе. Он мало зависит от вида и температуры жидкости. Таким образом, если потоки автомодельны, можно использовать теорию подобия для определения кавитационных характеристик подобных насосов. В результате С. С. Рудневым было предложено уравнение для определения критического кавитационного запаса, имеющее вид

$$\Delta h_{кр} = 10\left(\frac{n\sqrt{Q}}{C}\right)^{4/3}, \qquad (3.77)$$

где C — кавитационный коэффициент быстроходности.

Из выражения (3.77) следует, что кавитационные свойства насоса тем выше, чем больше величина C. При работе в оптимальном режиме плохих в кавитационном отношении насосов для первого критического режима можно принимать $C=600\div700$, для нормальных насосов $C=800\div1000$, для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C=1300\div3000$. Эти коэффициенты принимают безразмерными при подстановке в формулу (3.77) подачи Q, м³/с, n, об/мин, и $\Delta h_{кр}$, м.

Для насосов двухстороннего всасывания поток делится поровну между двумя входами в рабочее колесо. Для насосов двухстороннего входа в формулу (3.77) следует подставлять половинную подачу насоса, поэтому высота всасывания насоса двустороннего входа больше, чем одностороннего при прочих равных условиях.

Допустимая высота всасывания насоса при данном режиме работы может быть определена по формуле

$$H_s^{доп} = 10 - (1.2 \div 1.3)\,10\left(\frac{n\sqrt{Q}}{C}\right)^{4/3}. \qquad (3.78)$$

Из анализа уравнения (3.76) следует, что улучшению кавитационных качеств насоса способствует увеличение входного диаметра и ширины рабочего колеса на входе. Наиболее эффективным является увеличение ширины рабочего колеса на входе, так как в этом случае не только улучшаются кавитационные качества насоса, но и не ухудшается его КПД.

Другим способом повышения кавитационных качеств насоса является установка на входе в рабочее колесо первой ступени осевого колеса, благодаря чему увеличивается давление на входе в колесо центробежного насоса.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА 4
КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

§ 15. Радиальные вентиляторы

Рационально сконструированный вентилятор характеризуется возможно меньшими массой, металлоемкостью и габаритами, высокой экономичностью и надежностью, а также технологичностью конструкции и наименьшими возможными эксплуатационными расходами. Особые требования предъявляются к конструкции корпуса и рабочего колеса.

Рабочее колесо должно быть тщательно отбалансировано. Прочность и жесткость колеса зависят от конструкции и материала, из которого оно выполнено. С увеличением ширины колеса прочность и жесткость его снижаются. Конструктивные исполнения рабочих колес представлены на рис. 4.1.

Лопатки барабанных колес (рис. 4.1, *а*) загнуты вперед, ширина колес достигает $0{,}5D$. Окружная скорость колес допускается до 30—40 м/с.

Ширина кольцевых колес (рис. 4.1, *б*) находится в пределах $(0{,}2—0{,}4)D$. Их окружная скорость допускается до 60 м/с.

Большой прочностью и жесткостью обладают колеса с коническим передним диском (рис. 4,1, *в*). Их окружная скорость допускается до 85 м/с.

Трехдисковые колеса (рис. 4.1, *г*) применяются в вентиляторах двустороннего всасывания. Достоинством колес такой конструкции является отсутствие осевого давления.

Однодисковые колеса (рис. 4,1, *д*) применяются, например, в пылевых вентиляторах и в вентиляторах высокого давления. Лопатки у этих колес присоединяются к диску и ступице.

Бездисковые колеса (рис. 4.1, *е*) с лопатками, присоединяемыми непосредственно к ступице, находят применение в пылевых вентиляторах.

Жесткость и прочность рабочего колеса во многом определяются способом соединения лопаток с дисками. Наибольшее распространение получили клепаные колеса, которые более трудоемки при изготовлении, но отличаются большой прочностью. Соединение на шипах менее трудоемко при изготовлении и позволяет механизи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

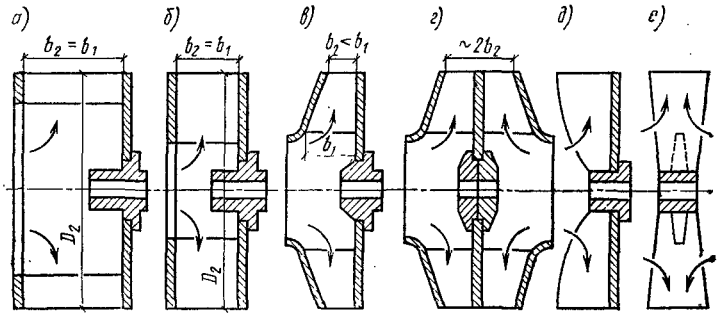


Рис. 4.1. Конструктивные исполнения рабочих колес радиальных вентиляторов

ровать сборку колес. Наиболее жесткая и прочная конструкция колеса получается при сварном соединении лопаток с дисками. Однако, несмотря на простоту и дешевизну такого соединения по сравнению с клепаным, цельносварная конструкция колеса рациональна в случаях одинакового срока службы лопаток и дисков. Если же наблюдается интенсивный износ лопаток тяжелонагруженных колес, работающих при больших окружных скоростях, целесообразнее увеличить долговечность дорогостоящих дисков. В этих случаях оправдано применение колес клепаной конструкции, допускающей многократную замену лопаток путем переклепки с последующей балансировкой колеса.

Спиральный корпус, как правило, представляет собой конструкцию, сваренную из листового металла. Очень крупные вентиляторы имеют корпуса, состоящие из двух или трех частей, скрепленных на фланцах болтами. Боковые стенки корпуса, если не придать им дополнительной жесткости, могут вибрировать. Для устранения вибрации стенки оребряют металлическими полосами.

В современных аэродинамических вентиляторах предусматриваются входные патрубки достаточно сложных конфигураций, вследствие чего для их изготовления требуются сложные штампы и мощные прессы. Для серийных вентиляторов, например Ц4-70, эти патрубки могут быть изготовлены из полосы, свернутой в конус. Дополнительную добавочную жесткость патрубку придает кольцо, одновременно предназначенное для ликвидации разрывов аэродинамической характеристики $p—L$.

Электронная библиотека http://lib.khstu.ru/

Величина зазора между входным патрубком и передним диском колеса, как уже было отмечено, оказывает существенное влияние на КПД вентилятора. С увеличением зазора количество воздуха, перетекающего через него со стороны нагнетания на сторону всасывания, возрастает и подача вентилятора уменьшается.

Вентиляторы изготавливают одностороннего и двустороннего всасывания правого и левого вращения. Если смотреть со стороны входа воздуха, то вентилятор, рабочее колесо которого вращается по часовой стрелке, называется вентилятором *правого* вращения, против часовой стрелки — *левого* вращения. На вентилятор двустороннего всасывания следует смотреть со стороны всасывания, свободной от привода.

Для вентиляторов общего назначения ГОСТ 10616—73 с изм. устанавливает семь положений корпуса, определяемых углом поворота относительно исходного нулевого положения. Углы поворота корпуса отсчитывают по направлению вращения рабочего колеса в соответствии с рис. 4.2. Положения корпуса Пр 225° и Л 225° отсутствуют, что объясняется трудностью присоединения сети к такому вентилятору. Корпуса мельничных вентиляторов могут устанавливаться в 24 положениях (0—345° через 15°). Дутьевые вентиляторы и дымососы имеют 18 положений корпуса (0—255° через 15°).

Вентиляторы соединяются с электродвигателями одним из следующих способов:

рабочее колесо вентилятора закреплено непосредственно на валу электродвигателя;

с помощью эластичной муфты;

клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением;

регулируемой бесступенчатой передачей через гидравлические или индукторные (электрические) муфты скольжения.

ГОСТ 5976—73 с изм. предусматривает семь конструктивных схем соединения вентилятора с приводом (рис. 4.3). *Исполнение 1* (так называемый электровентилятор) применяется для вентиляторов небольших размеров. При этом достигаются компактность установки, ее надежность, относительная бесшумность, а также экономичность благодаря отсутствию потерь в передаче.

Исполнения 2 и 4 широкого применения не получили, так как передняя опора и подшипник, установленные

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

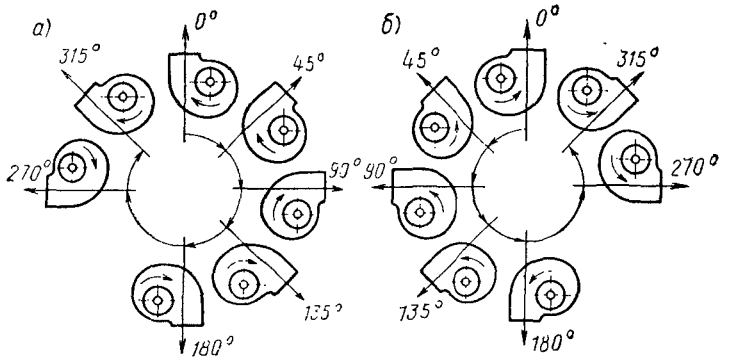


Рис. 4.2. Положение корпуса радиальных вентиляторов правого (а) и левого (б) вращения

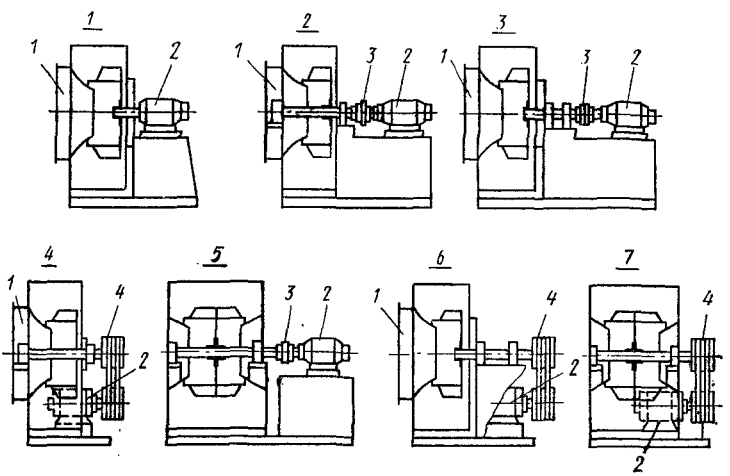


Рис. 4.3. Конструктивные схемы соединения вентиляторов с электродвигателями

1 — всасывающий коллектор; *2* — электродвигатель; *3* — эластичная муфта; *4* — клиноременная передача

во входном отверстии, затрудняют вход воздуха в вентилятор.

Исполнение 3 рекомендуется при совпадении частот вращения электродвигателя и вентилятора, имеющего рабочее колесо большого диаметра или большой массы.

Исполнения 5 и 7 применяются для вентиляторов двустороннего всасывания. При этом обеспечивается боль-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

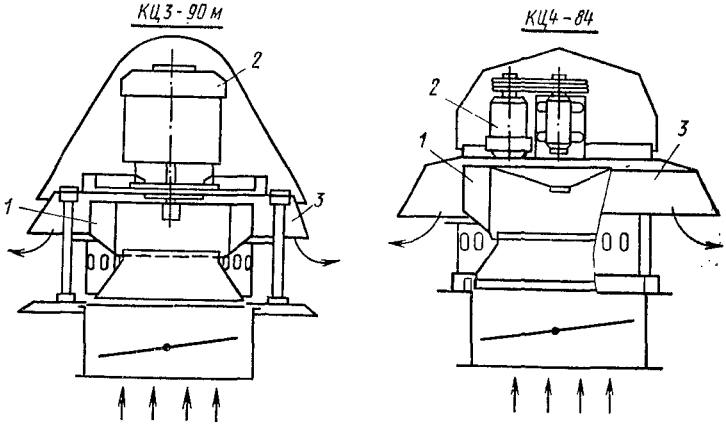


Рис. 4.4. Схемы исполнения крышных вентиляторов

шая жесткость конструкции (рабочее колесо расположено между подшипниками), но определенные сложности вызывает присоединение к вентилятору всасывающих воздуховодов. Поэтому эти схемы исполнения чаще всего применяются при воздухозаборе непосредственно из помещения или при установке вентилятора в открытой камере.

Исполнение 6 нашло широкое применение, что объясняется простотой присоединения вентилятора к сети и тем, что в случае необходимости можно легко и быстро проводить замену приводных ремней.

Помимо рассмотренных можно отметить еще две схемы исполнения, применяемые для так называемых *крышных* вентиляторов (рис. 4.4). Отличительными конструктивными особенностями этих вентиляторов являются горизонтальное расположение рабочего колеса *1* и корпуса *3*, в котором выходное отверстие имеет кольцевую форму, и вертикальное расположение электродвигателя *2*. Эти вентиляторы широко применяются для решения простейших вентиляционных задач. Имея простую и легкую конструкцию, крышные вентиляторы легко монтируются на крышах зданий, т. е. не занимают полезной производственной площади. Они имеют сравнительно невысокий уровень шума и применяются для вентиляции складов, цехов, заводских помещений, жилых зданий, сельскохозяйственных объектов и т. д. По-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

скольку эти вентиляторы работают практически без сети, их рабочий режим соответствует нулевому или небольшому коэффициенту статического давления и коэффициенту подачи, близкому к максимальному.

Крышные вентиляторы следует располагать на расстояниях между любой парой вытяжных отверстий с диаметрами d_1 и d_2, не меньших $2{,}5(d_1+d_2)$. Область экономически эффективного использования крышных вентиляторов соответствует теплонапряженности помещений $q=30$ Вт/м^3; при $q>30$ Вт/м^3 более эффективно применение вытяжных аэрационных фонарей.

Единая общепринятая классификация радиальных вентиляторов до сих пор не разработана. Однако вентиляторы можно классифицировать по отдельным признакам: назначению, создаваемому давлению, быстроходности, компоновке и т. д.

Радиальные вентиляторы, применяемые практически во всех отраслях народного хозяйства, можно разделить на две большие группы: вентиляторы общего назначения и вентиляторы специального назначения.

Вентиляторы общего назначения предназначены для перемещения воздуха и других газовых смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха с температурой до 80 °С, не содержащих пыли и других твердых примесей в количестве более 100 мг/м^3, а также липких веществ и волокнистых материалов. Для вентиляторов двухстороннего всасывания с расположением ременной передачи в перемещаемой среде температура перемещаемой среды не должна превышать 60 °С. Вентиляторы применяют в системах вентиляции и воздушного отопления производственных, общественных и жилых зданий, а также для других санитарно-технических и производственных целей. Серийно выпускают вентиляторы номеров от 2,5 до 20.

В соответствии с ГОСТ 5976—73 с изм. вентиляторы общего назначения имеют обозначение типа, состоящее из буквы Ц (центробежный), пятикратного значения коэффициента полного давления и значения быстроходности при режиме η_{max}, округленных до целых чисел. К этому обозначению добавляют номер вентилятора, численно равный диаметру колеса в дециметрах. Так, вентилятор с диаметром рабочего колеса $d=0{,}4$ м, имеющий при режиме η_{max} коэффициент полного дав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ления $\psi = 0{,}86$ и быстроходность $n_s = 70{,}3$, обозначают Ц4-70 № 4. Такое обозначение удобно тем, что позволяет по назначению оценить аэродинамические параметры вентиляторов.

Вентиляторы Ц4-70 № 2,5; 3,15 (3,2); 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5 изготовляют по конструктивной схеме исполнения 1 с рабочим колесом, непосредственно установленным на валу электродвигателя.

Вентиляторы Ц4-70 № 8; 10; 12,5 и 16 изготовляют по конструктивной схеме исполнения 6 со шкивом для привода посредством клиноременной передачи. Вентиляторы № 2,5; 3,15 (3,2); 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5 выпускаются с промежуточными диаметрами рабочего колеса, что позволяет, не меняя корпус, менять его характеристику, устанавливая одно из колес: для № 5 и 8 — 90; 95; 100 или 105 % номинального диаметра; для вентиляторов № 2,5; 3,15; 4 и 6,3 — 95; 100 или 105 % номинального диаметра и для вентиляторов № 10 и 12,5 — 90; 95 и 100 % номинального диаметра.

Вентиляторы специального назначения применяются для работы в системах пневмотранспорта; для перемещения среды, содержащей агрессивные вещества, газов с высокой температурой, газопаровоздушных взрывоопасных смесей и т. д. Эти вентиляторы, в свою очередь можно, разделить на пылевые, коррозионно-стойкие, искрозащищенные, тягодутьевые, малогабаритные, судовые, шахтные, мельничные и т. д.

Вентиляторы, предназначенные для перемещения воздуха с различными механическими примесями, называются *пылевыми*. В обозначении этих вентиляторов добавлена буква П.

Пылевые вентиляторы типа ЦП7-40 предназначены для перемещения невзрывоопасных неабразивных пылегазовоздушных смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистой стали обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха, с температурой не выше 80 °С, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов и с содержанием механических примесей в перемещаемой среде до 1 кг/м^3.

Пылевые вентиляторы применяются для удаления древесных стружек, металлической пыли от станков, а также в системах пневмотранспорта зерна и для других целей. Чтобы транспортируемые материалы не застревали в рабочем колесе и корпусе, число лопаток

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

колеса должно быть небольшим. Передний диск колеса всегда отсутствует, а передние участки лопаток имеют форму, обеспечивающую сбрасывание попавших в колесо материалов под действием центробежных сил. Большой зазор между входным патрубком и колесом является причиной того, что пылевые вентиляторы имеют более низкий КПД, чем вентиляторы общего назначения.

Номенклатура серийных пылевых вентиляторов невелика: ЦП7-40, ЦП6-46 и ЦП6-45.

Пылевые вентиляторы серии ЦП7-40 имеют сварные бездисковые колеса с шестью лопастями, загнутыми вперед. Боковые стенки корпуса имеют одинаковую конструкцию. Симметричная конструкция рабочего колеса и корпуса позволяет собирать из одних и тех же узлов вентиляторы левого и правого вращения.

Рабочее колесо пылевого вентилятора серии Ц6-46 выполнено в виде шестилопастного однодискового клепаного колеса со стальной литой втулкой. Вследствие консольного крепления лопаток к диску и снижения их прочности при неравномерном истирании механическими примесями эти вентиляторы не применяются при больших окружных скоростях, поэтому они развивают сравнительно невысокие давления и могут применяться в сетях с небольшим сопротивлением.

Иногда с целью увеличения срока службы лопаток рабочего колеса их поверхности наваривают износоустойчивыми твердыми сплавами. С этой же целью обечайка спирального корпуса может быть покрыта внутри броневыми плитами.

В конструкциях *коррозионно-стойких* вентиляторов, предназначенных для перемещения агрессивных смесей, применяются материалы, стойкие к этим смесям (нержавеющая сталь, титановые сплавы, винипласт, полипропилен), либо их проточная часть напыляется антикоррозионными покрытиями. Такими материалами являются нержавеющая сталь марки 12Х18Н10Т и титановый сплав ВТ 1-0.

Область применения вентиляторов из нержавеющей стали резко ограничена их недостаточно высокими антикоррозионными свойствами. Для ряда агрессивных сред срок службы этих вентиляторов составляет 4—6 мес, а иногда и меньше.

Пластмассовые вентиляторы, несмотря на более высокие антикоррозионные свойства по сравнению с вен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тиляторами из нержавеющей стали, обладают рядом существенных недостатков. Это в первую очередь низкие прочностные характеристики материалов, что не позволяет изготавливать вентиляторы больших размеров, при этом максимальная окружная скорость составляет 31 м/с. Поскольку винипласт неморозостоек, то вентиляторы из него могут быть установлены только в отапливаемых помещениях.

Вентиляторы из титанового сплава могут использоваться во всех средах, где происходит пассивация поверхности в результате образования окислов, гидридов и сульфоокисных соединений титана. Такие вентиляторы нельзя применять в газовоздушных средах, содержащих пары фтористоводородной и плавиковой кислот, фтора и брома, а также сухие хлор и йод. Однако следует отметить, что решить проблему борьбы с коррозией титановые вентиляторы не могут, так как промышленность выпускает их в ограниченном количестве.

Принципиально новые возможности открываются в связи с применением технологии напыления порошковых полимерных материалов в электростатическом поле. При этом нет необходимости в изменении технологии изготовления вентиляторов. Достаточно на заключительном технологическом этапе заменить процесс их окраски жидкими лакокрасочными материалами процессом напыления полимерных порошков.

Перемещение взрывоопасных газовых смесей вентиляторами общего назначения недопустимо, так как при трении деталей рабочего колеса о корпус возможно появление искр, способных поджигать эти смеси. Следовательно, для перемещения таких смесей должны применяться вентиляторы, изготовленные из материалов, которые при трении или соударении подвижных частей с неподвижными исключали бы возможность появления искр.

В зависимости от уровня защиты от искрообразования *искрозащищенные* вентиляторы подразделяются на следующие:

с повышенной защитой от искрообразования, в которых предусмотрены средства и меры, затрудняющие возникновение опасных искр только в режиме их нормальной работы. Изготовляются такие вентиляторы или из алюминиевых сплавов, или из разнородных металлов;

искробезопасные, в которых предусмотрены средства

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и меры защиты от искрообразоваиия как при нормальной работе, так и при возможном кратковременном трении рабочего колеса о корпус вентилятора. Эти вентиляторы разработаны на основе алюминиевых сплавов с антистатическим пластмассовым покрытием. Вид покрытия — графитонаполненный полиэтилен или графитонаполненный пентапласт, — выбирается в зависимости от характеристики перемещаемых сред, т. е. от их способности противостоять коррозионному воздействию сред.

Вентиляторы из алюминиевых сплавов выполняются по конструктивному исполнению 1 (ГОСТ 5976—73 с изм.) и комплектуются взрывозащищенными электродвигателями. В соответствии с техническими условиями они предназначены для перемещения некоторых газопаровоздушных взрывоопасных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии материалов и покрытий проточной части вентиляторов, не содержащих взрывчатых веществ, взрывоопасной пыли, окислов железа, добавочного кислорода, липких веществ и волокнистых материалов, с запыленностью не более 100 мг/м^3 и температурой не выше 80 °С. Температура окружающей среды от —40 до 40 °С (до 45 °С для тропического исполнения).

Вентиляторы из алюминиевых сплавов нельзя применять для перемещения газопаровоздушных смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Их также не разрешается использовать в качестве химически стойких вентиляторов. Технические данные и область применения таких вентиляторов более подробно приведены в соответствующих технических условиях. В ТУ 22-4942-81 приведен перечень смесей, для перемещения которых предназначены эти вентиляторы.

Вентиляторы из разнородных металлов также выполняются по конструктивному исполнению 1 (ГОСТ 5976—73 с изм.) и комплектуются взрывозащищенными электродвигателями. В соответствии с техническими условиями они предназначены для перемещения некоторых парогазовоздушных взрывоопасных смесей, не вызывающих ускоренной коррозии материалов и покрытий проточной части вентиляторов, с запыленностью не более 100 мг/м^3, не содержащих взрывоопасной пыли, взрывчатых веществ, липких и волокнистых материалов.

Электронная библиотека http://fgv.khstu.ru/

Температура перемещаемой среды: вентиляторами исполнения В1 и И1-03 — 80 °С; вентиляторами исполнения В1Ж2 и И1-02 — 150 °С. Температура окружающей среды от —40 до 40 °С (45 °С для тропического исполнения).

Вентиляторы из разнородных металлов нельзя применять для перемещения парогазовоздушных смесей, содержащих добавочный кислород, а также для перемещения смесей от технологических установок, в которых взрывоопасные вещества нагреваются выше температуры их самовоспламенения или находятся под избыточным давлением. Технические данные и область применения таких вентиляторов более подробно приведены в соответствующих технических условиях. В ТУ 22-5698—84 приведен перечень смесей, для перемещения которых предназначены эти вентиляторы.

Для перемещения смесей, взрывающихся от удара, вентиляторы применять нельзя. (В этих случаях используют эжекторы.)

В зависимости от применения различают два типа *тягодутьевых* вентиляторов: дымососы и дутьевые.

Дымососы применяют для отсасывания дымовых газов с температурой до 200 °С из топок пылеугольных котлоагрегатов. Поскольку газы содержат твердые частицы золы, вызывающие значительный износ деталей дымососа, лопатки рабочего колеса выполняют утолщенными, а внутреннюю поверхность обечайки корпуса покрывают броневыми листами. Ходовая часть дымососов имеет охлаждающий элемент в виде термомуфты или змеевика охлаждения масла в узле подшипников. Поэтому корпуса подшипников ходовой части дымососов изготовляют в виде литых или сварных коробок, внутри которых находится масло, охлаждаемое проточной водой, циркулирующей по змеевику.

Применяют дымососы одно- и двухстороннего всасывания. Для регулирования работы они оснащаются осевыми направляющими аппаратами. В обозначении типа дымососов, например ДН-15, буквы обозначают: Д — дымосос; Н — загнутые назад лопатки рабочего колеса; цифры означают диаметр рабочего колеса в дециметрах.

Дутьевые вентиляторы предназначены для подачи воздуха в топочные камеры котлоагрегатов тепловых электростанций или крупных промышленных котельных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

установок. Так же, как и дымососы дутьевые вентиляторы выполняют односторонними и двухсторонними. Они также оснащены осевыми направляющими аппаратами. Серийно изготовляют дутьевые вентиляторы номеров 8—36. Вентиляторы горячего дутья типа ВГД и ГД предназначены для подачи первичного воздуха с температурой до 400 °С. В обозначении типа дутьевых вентиляторов, например ВДН-10, буквы означают: В — вентилятор; Д — дутьевой; Н — загнутые назад лопатки рабочего колеса.

Конструкция тягодутьевых нагнетателей не рассчитана на восприятие нагрузок от массы и теплового расширения подводящих и отводящих участков сети, за и перед ними необходимо устанавливать компенсаторы. Вентиляторы типа ДН и ВДН предназначены для установки в помещении; возможна их эксплуатация вне помещения при температуре не ниже —30 °С, дутьевые вентиляторы допускается устанавливать только после аппаратов очистки. Подбор тягодутьевых машин следует выполнять в соответствии с данными заводов-изготовителей.

Мельничные вентиляторы предназначены для пневматического транспортирования и неагрессивной угольной пыли в системах пылеприготовления котлоагрегатов, работающих на пылевидном топливе, и для подачи пылевидного топлива в пылеугольные и мазутные горелки. Конструкции этих вентиляторов выполняют с учетом уменьшения степени износа стенок спирального корпуса и рабочего колеса.

Малогабаритные вентиляторы с диаметрами рабочих колес менее 200 мм являются, как правило, встроенными вентиляторами. Будучи частью стационарных и подвижных машин и технологических установок, они должны соответствовать жестким требованиям к габаритам, массе и КПД. Привод таких вентиляторов осуществляется обычно от малогабаритных высокоскоростных электродвигателей с частотой вращения до 20 000 мин$^{-1}$; их подача составляет от 1 до 300 л/с, а полное давление — от 200 до 7000 Па.

Судовые вентиляторы используют в системах вентиляции машинно-котельных отделений, служебных и жилых помещений, а также для охлаждения приборов и механизмов. Помимо требований, предъявляемых к вентиляторам общего назначения, судовые вентиляторы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

должны удовлетворять ряду специфических требований: быть виброударостойкими, создавать малый уровень шума, иметь небольшие габариты и массу, устойчиво работать в условиях крена и дифферента. Наиболее полно всем этим требованиям отвечают судовые вентиляторы с радиальными лопатками рабочего колеса единой серии ЦС.

Шахтные вентиляторы используют в вентиляционных системах шахт и рудников для обеспечения больших расходов и давлений. Радиальные шахтные вентиляторы применяют в основном в вентиляторных установках главного проветривания, расположенных на поверхности земли и перемещающих весь воздух, проходящий по шахте или ее крылу. Серийно выпускают вентиляторы больших номеров — № 11; 16; 25; 32 и 47.

Вентиляторы главного проветривания работают в сети с переменным сопротивлением, поэтому они имеют следующие устройства для экономичного регулирования: осевой направляющий аппарат, регулируемый привод, поворотные закрылки лопаток рабочего колеса и др. На входе в вентилятор устанавливают двойной поворот, входную коробку и тройник, на выходе из вентилятора — диффузор, поворотное колено, выходную коробку. Таким образом, вентилятор фактически является частью вентиляторной установки. Поэтому в каталогах, как правило, приведены аэродинамические характеристики вентиляторных установок, полученные в натурных условиях или при испытаниях полупромышленных моделей вентиляторов с присоединенными элементами.

В зависимости от полного давления, создаваемого при номинальном режиме, в соответствии с ГОСТ 5976—73 с изм. вентиляторы подразделяют на вентиляторы низкого, среднего и высокого давления.

Вентиляторы *низкого* давления создают полное давление до 1000 Па. К ним относятся вентиляторы большой и средней быстроходности, у которых рабочие колеса имеют широкие листовые лопатки. Допустимая окружная скорость для таких колес не превышает 50 м/с.

Вентиляторы *среднего* давления создают полное давление до 3000 Па. Лопатки этих вентиляторов могут быть загнуты как по направлению вращения колеса, так и против направления его вращения. Максимальная окружная скорость рабочего колеса может достигать 80 м/с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Вентиляторы *высокого* давления создают полное давление свыше 3000 Па.

Рабочие колеса вентиляторов, создающих давление до 1000 Па, как правило, имеют лопатки, загнутые назад, так как они более эффективны. В случае широких колес применяют профильные лопатки с плоским или слегка наклонным передним диском.

Полное давление более 10 000 Па могут создавать лишь вентиляторы малой быстроходности с узкими рабочими колесами, напоминающими компрессорные. Их окружная скорость при соответствующем конструктивном исполнении может достигать 200 м/с. Такие вентиляторы находят применение в системах с небольшими расходами воздуха и значительным сопротивлением.

По быстроходности вентиляторы делят на вентиляторы большой ($n_s > 60$), средней ($n_s = 30 \div 60$) и малой ($n_s < 30$) быстроходности.

Вентиляторы *большой* быстроходности имеют широкие рабочие колеса с небольшим числом загнутых назад лопаток. Коэффициент давления $\psi < 0{,}9$. Максимальный КПД может достигать 0,9.

К вентиляторам *средней* быстроходности относятся как вентиляторы с колесом барабанного типа с загнутыми вперед лопатками и большим диаметром входа, у которых коэффициенты давления близки к максимально возможным ($\psi \approx 3$), а КПД достигает лишь 0,73, так и вентиляторы, имеющие рабочие колеса значительно меньшей ширины с загнутыми назад лопатками, небольшими коэффициентами давления ($\psi \approx 1$) и КПД, достигающим 0,87.

Вентиляторы *малой* быстроходности имеют небольшие диаметры входа, довольно узкие рабочие колеса, небольшую ширину и раскрытие спирального корпуса. Лопатки колеса могут быть загнуты вперед и назад. КПД этих вентиляторов не превышает 0,8.

В зависимости от компоновки вентиляторы могут быть разделены на переносные, полустационарные и стационарные.

Переносные вентиляторы изготовляются с односторонним входом и имеют цельную конструкцию (ходовая часть, корпус, а иногда и электродвигатель монтируются на общей жесткой стойке). Простота монтажа и демонтажа таких вентиляторов является существенным их преимуществом перед другими вентиляторами. К недо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

статкам переносных вентиляторов следует отнести отсутствие у них устройств для регулирования, что снижает их эксплуатационные качества. Кроме того, для осмотра и ремонта рабочего колеса эти вентиляторы нужно отсоединить от сети. Такую компоновку имеют обычно вентиляторы общего назначения.

Полустационарные вентиляторы делают с одно- и двухсторонним всасыванием. Ходовая часть и электродвигатель этих вентиляторов монтируются на общей раме. Корпус присоединяется к раме или устанавливается непосредственно на фундаменте с расположением выходного отверстия в любом нужном направлении. Регулирование подачи осуществляется с помощью направляющего аппарата. Для привода могут быть использованы многоскоростные электродвигатели.

Характерной особенностью конструкции полустационарных вентиляторов является то, что осмотр и ремонт их производятся без отсоединения от сети. Эти вентиляторы применяются для главного и шурфового проветривания шахт и рудников, в качестве дымососов и дутьевых вентиляторов, а также для общепромышленного назначения.

Стационарными выполняются крупные шахтные и рудничные вентиляторы и дымососы ТЭЦ и наболее крупные вентиляторы общего назначения.

Конструктивной особенностью стационарных вентиляторов является то, что корпус, ходовая часть, стойка и электродвигатель взаимно связаны только фундаментом. Регулирование осуществляется осевыми или упрощенными направляющими аппаратами. Корпус стационарного вентилятора устанавливается только в одном определенном положении. При свободном выходе воздушного потока в атмосферу к выходному отверстию вентилятора присоединяют диффузор. Стационарные вентиляторы менее металлоемки, но монтаж их более сложен и требует больших первоначальных затрат. Такие установки определяются только при большом сроке их службы. Осмотр и ремонт их осуществляются без отсоединения от сети.

§ 16. Центробежные насосы

Центробежные насосы составляют весьма обширный класс насосов. Перекачивание жидкости или создание давления производится в центробежных насосах враще-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нием одного или нескольких рабочих колес. Большое число разнообразных типов центробежных насосов, изготовляемых для различных целей, может быть сведено к небольшому числу основных их типов, разница в конструктивной разработке которых продиктована в основном особенностями использования насосов.

В результате воздействия рабочего колеса жидкость выходит из него с более высоким давлением и большей скоростью, чем при входе. Выходная скорость преобразуется в корпус насоса в давление перед выходом жидкости из насоса. Преобразование скоростного напора в пьезометрический частично осуществляется в спиральном отводе *1* (рис. 4.5) или направляющем аппарате *3*. Несмотря на то что жидкость поступает из колеса *2* в канал спирального отвода с постепенно возрастающими сечениями, преобразование скоростного напора в пьезометрический осуществляется главным образом в коническом напорном патрубке *4*. Если жидкость из колеса попадает в каналы направляющего аппарата *3*, то большая часть указанного преобразования происходит в этих каналах.

Направляющий аппарат был введен в конструкцию насосов на основании опыта работы гидравлических турбин, где наличие направляющего аппарата является обязательным. Насосы ранних конструкций с направляющим аппаратом назывались турбонасосами.

Наиболее распространенным типом центробежных насосов являются одноступенчатые насосы с горизонтальным расположением вала и рабочим колесом одностороннего входа. На рис. 4.6 показана насосная установка, состоящая из центробежного насоса *3* типа НЦС, электродвигателя *5*, служащего приводом для насоса и смонтированного вместе с ним на раме *6*. Этот насос применяется в основном для откачивания чистой воды при разработке котлованов под фундаменты и траншеи, также для других подобных работ в различных отраслях промышленности и строительства. Насос оборудован всасывающим рукавом *2*, снабженным фильтром *1* и напорным патрубком *4*. Привод насосов этого типа, помимо электродвигателя, может осуществляться бензиновыми двигателями внутреннего сгорания. Характеристика насоса НСЦ-1 приведена на рис. 4.7.

Одноступенчатые насосные установки могут быть оборудованы насосами консольного типа — типа К (рис. 4.8)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

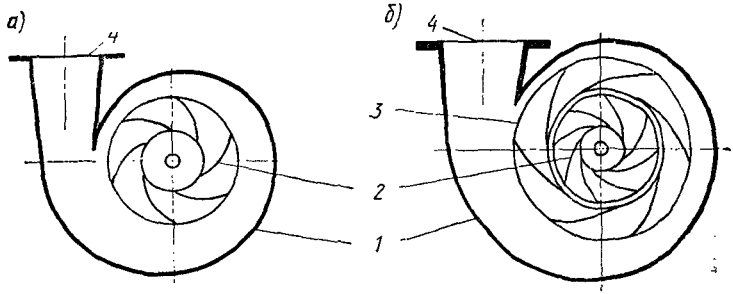


Рис. 4.5. Схема насоса со спиральным отводом
а — без направляющего аппарата; *б* — с направляющим аппаратом

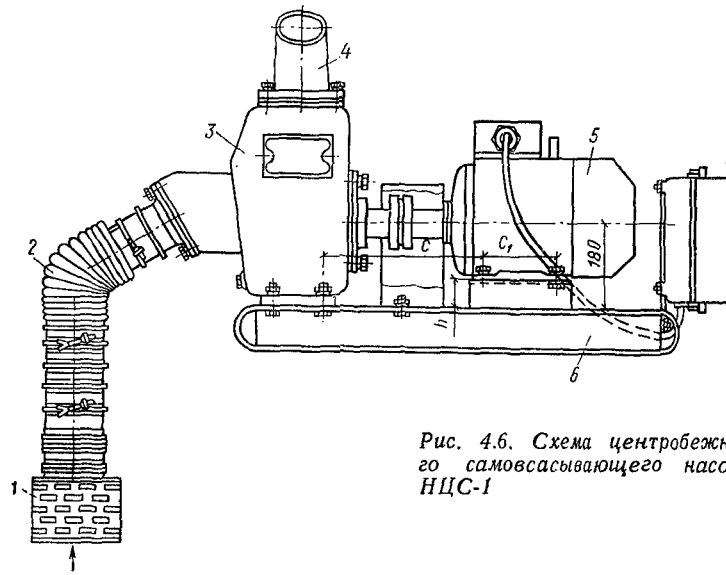


Рис. 4.6. Схема центробежного самовсасывающего насоса НЦС-1

с приводом от электродвигателя через соединительную муфту, предназначенными для подачи чистой воды и других малоагрессивных жидкостей.

Насос типа К состоит из корпуса *2*, крышки *1* корпуса, рабочего колеса *4*, узла уплотнения вала и опорной стойки. Крышка корпуса отлита за одно целое со всасывающим патрубком насоса. Рабочее колесо закрытого типа закреплено на валу *9* насоса с помощью шпонки и гайки *5*. У насосов мощностью до 10 кВт

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

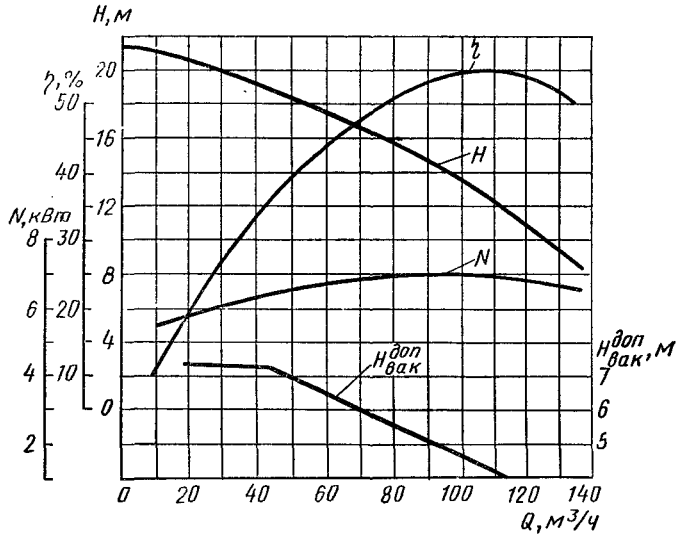


Рис. 4.7. Характеристика насоса НЦС-1

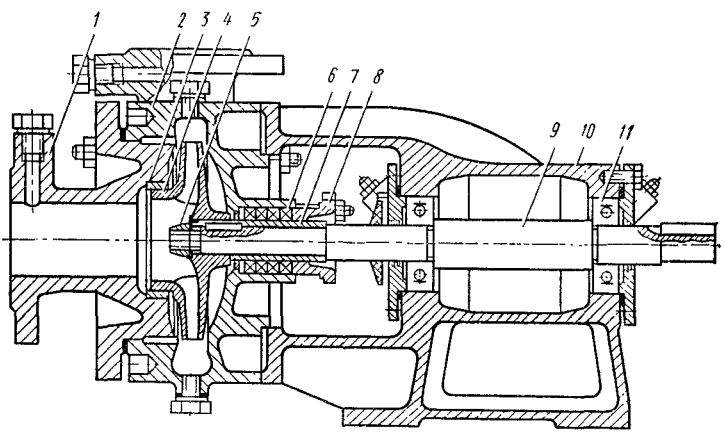


Рис. 4.8. Схема консольного насоса одностороннего всасывания типа К

рабочие колеса неразгруженные, а у насосов мощностью 10 кВт и выше разгруженные от осевых усилий. Разгрузка осуществляется через разгрузочные отверстия в заднем диске рабочего колеса и уплотнительный

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

поясок на рабочем колесе со стороны узла уплотнения. Благодаря разгрузке снижается давление перед узлом уплотнения вала насоса.

Для увеличения ресурса работы насоса корпус (только у насосов мощностью 10 кВт и выше) и сменные корпуса (у всех насосов) защищены сменными уплотняющими кольцами *3*. Небольшой зазор (0,3—0,5 мм) между уплотняющим кольцом и уплотнительным пояском рабочего колеса препятствует перетоку перекачиваемой насосом жидкости из области высокого давления в область низкого давления, благодаря чему обеспечивается высокий КПД насоса.

Для уплотнения вала насоса применяют мягкий набивной сальник. Для повышения ресурса работы насоса и предотвращения износа вала в зоне узла уплотнения на вал надета сменная защитная втулка *7*. Набивка сальника *6* поджимается крышкой сальника *8*. Опорная стойка представляет собой опорный кронштейн *10*, в котором в шарикоподшипниках *11* установлен вал насоса. Шарикоподшипники закрыты крышками. Смазка шарикоподшипников консистентная.

Рабочие колеса одностороннего всасывания подвержены воздействию осевой силы, которая направлена в сторону входа жидкости в рабочее колесо. Осевая сила возникает из-за того, что расположенная против входного сечения колеса площадь $A_1=\pi D_1^2/4$ передней стороны заднего диска находится под действием давления всасывания p_1, а также по величине площадь задней стороны этого диска — под давлением нагнетания p_2.

Осевая сила T может быть вычислена из уравнения

$$T=\frac{\pi}{4}\left(D_1^2-D_s^2\right)(p_2-p_1), \qquad (4.1)$$

где D_1 — диаметр входа в рабочее колесо; D_s — диаметр вала.

В действительности осевая сила несколько меньше, чем вычисленная по формуле (4.1). Это объясняется тем, что, во-первых, разность давлений $p_2—p_1$ меньше, чем полный напор насоса, так как жидкость за колесом находится во вращении, и, во-вторых, в связи с изменением направления движения жидкости в рабочем колесе от осевого к радиальному возникает противоположно направленное осевое усилие. Однако разгружающая осевая сила существенно мала по сравнению с той, которая возникает под действием разности давления на задний диск рабочего колеса.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если в одноступенчатых насосах одностороннего всасывания осевая сила может быть надежно воспринята упорным подшипником, то это будет самым экономичным решением. В противном случае необходимо принять меры для уменьшения осевой силы, действующей на упорный подшипник. Это уменьшение может быть достигнуто только при понижении КПД насоса.

Обычно применяют один из двух методов устранения или уменьшения осевой силы. По первому методу за рабочим колесом располагают камеру *4* (рис. 4.9), отделенную от напорной полости уплотнительными кольцами с малым радиальным зазором. Камера сообщается с входной полостью *1* рабочего колеса *2* через отверстия *5*, просверленные в заднем диске *3*. В некоторых случаях разгрузочную камеру *4* с помощью канала *6* сообщают с входным патрубком. Устройство специального канала, соединяющего разгрузочную камеру с входным патрубком, является лучшим решением, чем сверление отверстий в диске колеса, так как струя жидкости, выходящая через эти отверстия, направлена против потока на входе в рабочее колесо и нарушает его.

При втором методе уравновешивания осевой силы применяют ребра, расположенные с наружной стороны заднего диска. При вращении рабочего колеса вследствие наличия ребер снижается давление в полости между колесом и корпусом. На рис. 4.10 изображены характерные кривые осевой силы для неуравновешенного колеса (кривая *1*), для колеса с разгрузочной камерой у заднего диска и девятью отверстиями диаметром 10 мм в ступице (кривая *2*) и ребрами на заднем диске (кривая *3*).

Как видно из графиков, изображенных на рис. 4.10, второй метод является более дешевым и эффективным по сравнению с первым; при этом увеличение мощности соответствует мощности, теряемой в обычных условиях из-за утечек.

Однако самым эффективным способом разгрузки ротора одноступенчатого насоса от осевого усилия является применение насосов с колесами двустороннего всасывания — типа Д (рис. 4.11), у которых благодаря симметрии не возникает осевого усилия. У этих насосов имеется раздваивающийся полуспиральный подвод *3*. В рабочем колесе *1* эти потоки соединяются и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

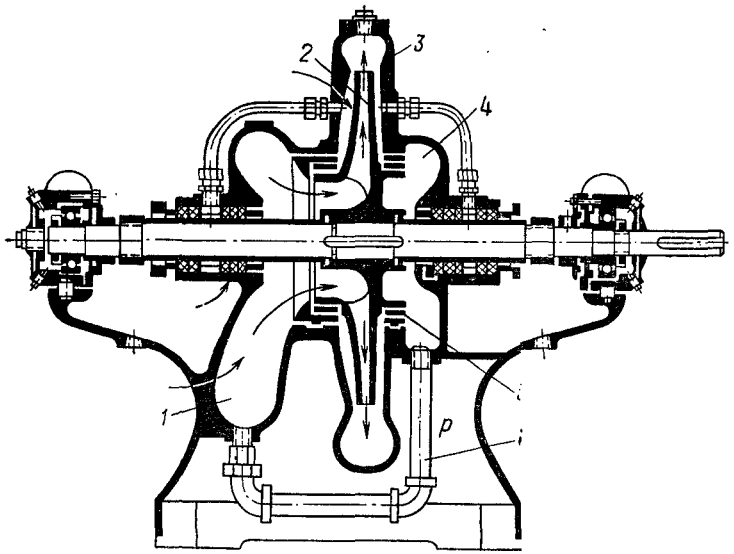


Рис. 4.9. Схема возможной разгрузки рабочего колеса от осевого усилия

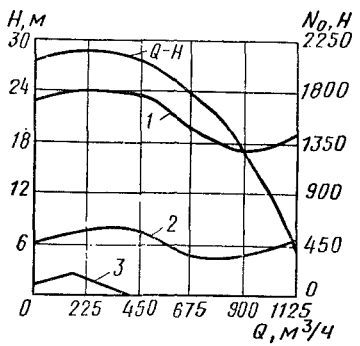


Рис. 4.10. График изменения осевой силы

выходят в общий спиральный отвод. Разъем корпуса насоса горизонтальный, благодаря чему обеспечивается возможность вскрытия, осмотра, ремонта, замены отдельных деталей и всего ротора без демонтажа трубопроводов (напорный и всасывающий патрубки подсоединены к нижней части корпуса). Вал насоса защищен от износа закрепленными на валу сменными втулками. Эти же втулки крепят рабочее колесо в осевом направ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. 4.11. Одноступенчатый насос двустороннего всасывания

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лении. Сальники, уплотняющие подвод насоса, имеют кольца гидравлического затвора *2*. Жидкость подводится к ним под давлением из отвода насоса по трубам. Радиальная нагрузка ротора воспринимается подшипниками скольжения. Для фиксации вала в осевом направлении и восприятия осевого усилия, которое может возникнуть при неодинаковом изготовлении или износе одного из уплотнения рабочего колеса, в левом подшипнике имеются радиально-упорные шарикоподшипники *4*. Насосы двухстороннего всасывания имеют бо́льшую высоту всасывания, чем насосы одностороннего всасывания при тех же подаче и частоте вращения вала.

Одноступенчатые насосы имеют ограниченный напор. Поэтому когда необходимый напор насоса не может быть создан достаточно экономично одним рабочим колесом, в конструкции многоступенчатого насоса применяют ряд последовательно расположенных колес. Схема многоступенчатого секционного центробежного насоса показана на рис. 4.12. Каждая ступень такого насоса состоит из рабочего колеса *1* и направляющего аппарата *2*, который направляет поток к следующему рабочему колесу. В таком насосе напор повышается пропорционально числу колес.

На рис. 4.13 изображен разрез многоступенчатого питательного турбонасоса секционного типа. Поток жидкости из всасывающей секции *1*, проходя через четыре промежуточные секции *2*, попадает в напорную секцию *3*. Осевое усилие воспринимается гидравлическим разгрузочным устройством.

Задача уравновешивания осевых сил для многоступенчатых насосов является особенно важной из-за более высоких напоров этих насосов и суммирования осевых сил, действующих на отдельные ступени. Одним из способов уравновешивания осевых сил многоступенчатых насосов (рис. 4.14) является применение самоустанавливающейся гидравлической пяты. Принцип работы этой пяты состоит в следующем. Все рабочие колеса расположены так, что поток при входе в них направлен в одну и ту же сторону. За колесом последней ступени находится разгрузочная камера, сообщаемая через патрубок с полостью всасывания, находящейся перед первым колесом. Осевая сила стремится переместить ротор, а следовательно, и гидравлическую пяту в сторону

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

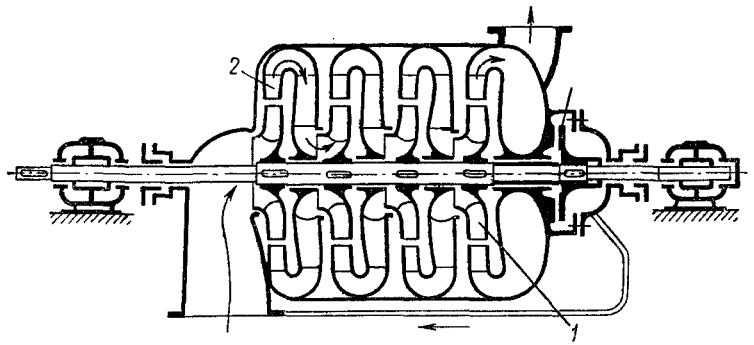


Рис. 4.12. Схема многоступенчатого секционного центробежного насоса

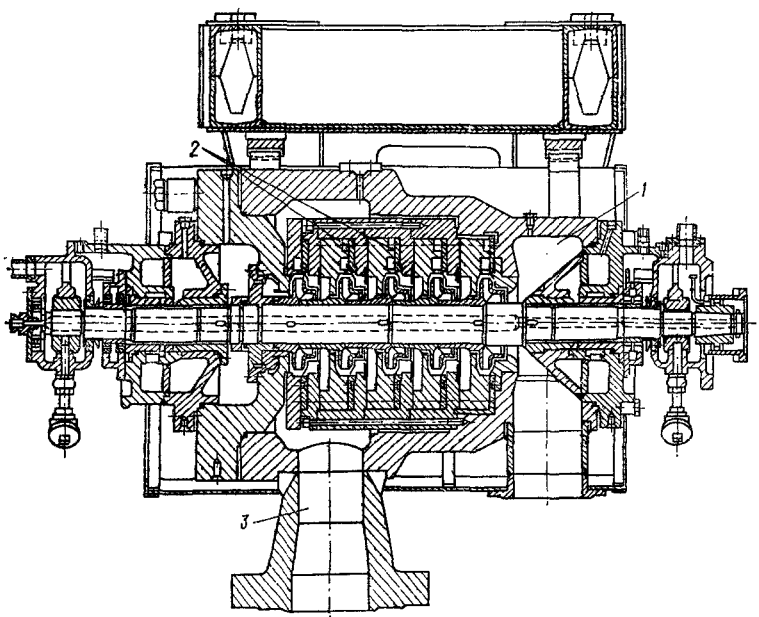


Рис. 4.13. Питательный турбонасос

всасывающего патрубка. При этом осевой зазор между гидравлической пятой и торцом втулки уменьшится, вследствие чего уменьшится давление в разгрузочной камере. Тогда под действием полного давления пята

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

начнет перемещаться в обратную сторону до тех пор, пока не наступит равновесие сил, действующих на гидравлическую пяту.

В ряде случаев для разгрузки насосов от осевого усилия используются многоступенчатые насосы со встречным расположением колес. На рис. 4.15 изображен двухступенчатый спиральный насос. Жидкость поступает из первой ступени во вторую по внутреннему каналу. Разъем корпуса продольный. Напорный и всасывающий трубопроводы присоединены к нижней части корпуса, что облегчает осмотр и ремонт насоса. Уплотняющие зазоры рабочих колес выполнены между сменными уплотняющими кольцами, защищающими корпус и рабочие колеса от износа. Фиксация ротора в осевом направлении осуществляется радиально-упорными шарикоподшипниками, расположенными в правом подшипнике. Расположенный со стороны всасывания сальник имеет кольцо гидравлического затвора, к которому жидкость подводится по трубке, идущей из отвода первой ступени. Сальник, расположенный справа, уплотняет подвод второй ступени. Жидкость подводится под напором, создаваемым отводом первой ступени.

В теплоэнергетике для обеспечения энергетического цикла используют более 20 различных видов насосов. Насосное оборудование теплоэлектростанций среди вспомогательного оборудования занимает первое место.

Если в качестве основного признака принять назначение насоса, то насосы можно разделить на две группы: 1) тесно связанные с работой основного эксплуатационного оборудования ТЭС; 2) разного назначения, предназначенные для технических целей. К первой группе насосов относятся те, которые заняты на следующих основных циклах работы: циркуляции воды (циркуляционные и рециркуляционные насосы), приготовления питательной воды (конденсатные насосы), теплопередачи (сетевые и бойлерные насосы), регулирования (нагнетательные насосы для питания серводвигателей регуляторов паровых турбин). Ко второй группе насосов относятся дренажные, пожарные, хозяйственные и др.

К наиболее ответственным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся питательные, конденсатные, циркуляционные, сетевые и багерные.

Конденсатные насосы (рис. 4.16) всех типов имеют

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

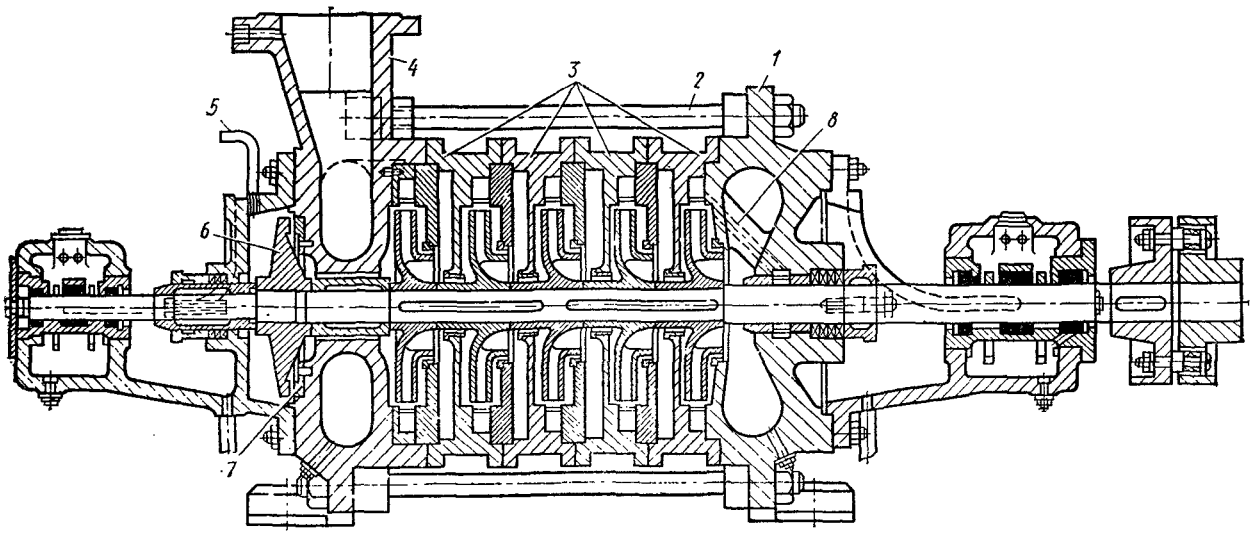


Рис. 4.14. Секционный насос с разгрузочной пятой

1 — всасывающая секция: *2* — стягивающий болт; *3* — промежуточные секции; *4* — напорная секция; *5* — соединительный патрубок; *6* — гидравлическая пята; *7* — втулка; *8* — сверление для подачи воды из первой ступени

Электронная библиотека http://lgt.klstu.ru/

Рис. 4.15. Двухступенчатый насос с встречным расположением рабочих колес

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

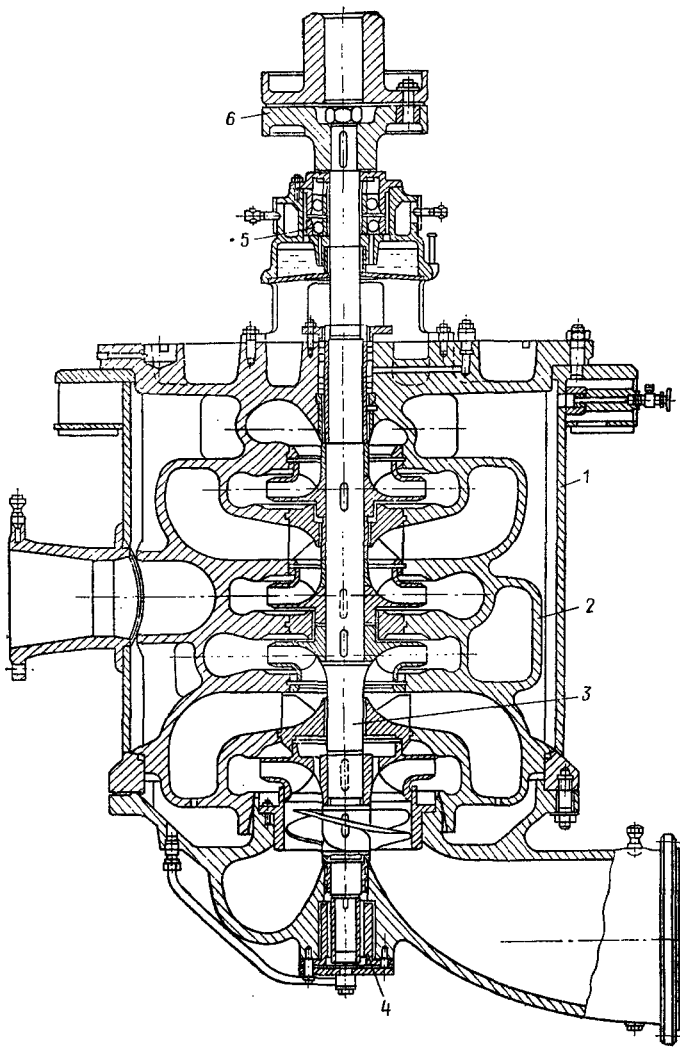


Рис. 4.16. Конденсатный насос

1 — наружный корпус; *2* — внутренний корпус; *3* — ротор; *4* и *5* — подшипник соответственно верхний и нижний; *6* — упругопальцевая муфта

принципиальное конструктивное исполнение. Это центробежные двухкорпусные вертикальные насосы спирального типа.

Для охлаждения оборудования и других технических

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

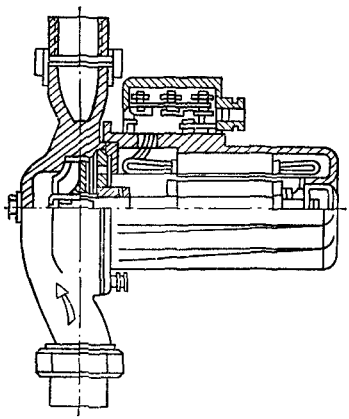


Рис. 4.17. Схема электронасоса ЦВЦ

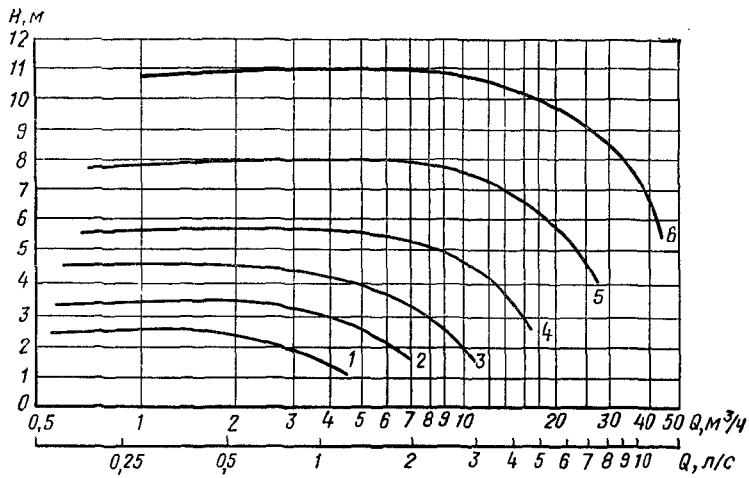


Рис. 4.18. Напорная характеристика насосов ЦВЦ
1 — для ЦВЦ 2,5-2; *2* — для ЦВЦ 4-2,8; *3* — для ЦВЦ 6,3-3,5; *4* — для ЦВЦ 10-4,7; *5* — для ЦВЦ 16-6,7; *6* — для ЦВЦ 25-9,2

целей используются циркуляционные насосы (см. рис. 4.11), подающие воду из резервуаров.

Довольно часто при проектировании автоматизированных линий систем водяного отопления используют электрические насосы типа ЦВЦ (рис. 4.17), устанавливаемые прямо на трубопроводе. Центробежные водяные циркуляционные насосы являются малошумными и предназначены для обеспечения водяного отопления. Насосы представляют собой малогабаритную моноблочную конструкцию со встроенным асинхронным короткозамкнутым электродвигателем. Рабочее колесо бес-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сальникового насоса устанавливается консольно на валу электродвигателя. Ротор двигателя с радиально-упорными подшипниками скольжения вращается непосредственно в перекачиваемой воде, которая одновременно служит смазкой для них и охлаждающей средой.

Насосы устанавливаются непосредственно на трубопроводе, что существенно упрощает их монтаж и эксплуатацию и позволяет обходиться без специального фундамента. В зависимости от типоразмера насосы соединяются с трубопроводом с помощью ниппельных или фланцевых соединений. Насосы ЦВЦ используются для подачи в теплосеть воды с температурой до 100°С.

Сводная характеристика электронасосов ЦВЦ приведена на рис. 4.18.

Сетевые насосы предназначены для питания теплофикационных сетей. Они устанавливаются либо непосредственно на электростанции, либо на промежуточных перекачивающих насосных станциях. В зависимости от теплового режима сети насосы должны надежно работать при значительных колебаниях температуры перекачиваемой воды в широком диапазоне подач. Как правило, насос и электродвигатель устанавливаются на отдельных фундаментах.

Бустерные насосы предназначены для подачи воды из деаэратора к питательным насосам турбоагрегата с давлением, необходимым для предотвращения кавитации в питательных насосах.

Подбор насосов осуществляется с помощью каталогов, в которых обычно приведены сведения о назначении и области применения насосов, краткое описание конструкции, технические и графические характеристики, чертежи общих видов насосов и насосных агрегатов с указанием габаритов и присоединительных размеров.

Проектным организациям рекомендуется пользоваться каталогом только при техническом проектировании. Вводится новый ГОСТ «Насосы центробежные консольные с осевым входом для воды». При рабочем проектировании за уточненными данными необходимо обращаться на заводы-изготовители.

При выборе насоса следует учитывать, что требуемые режимы работы (подача и напор) должны находиться в пределах рабочей области его характеристики.

Для иллюстрации рассмотрим метод подбора насо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

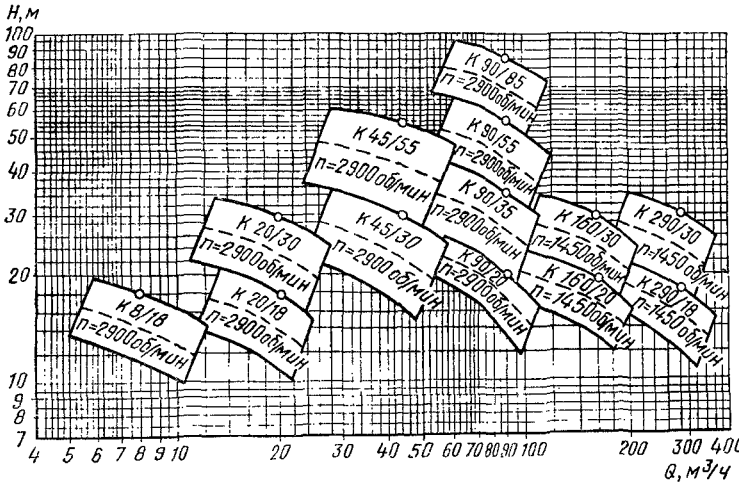


Рис. 4.19. Сводный график полей H—Q для консольных насосов

сов типа К. Типоразмер насоса выбирают по максимально необходимой подаче и сопротивлению системы, в которую устанавливают насос, при этой подаче. По подаче и напору на сводном графике полей $Q—H$ (рис. 4.19) предварительно выбирают насос требуемого типоразмера, а затем по графической характеристике уточняют правильность выбора.

По графической характеристике и таблице «Техническая характеристика» определяют необходимый диаметр рабочего колеса насоса, кривая напора которого должна проходить через точку заданных параметров по подаче и напору или быть несколько выше ее.

При выборе насоса очень важно обеспечить его бескавитационную работу. Для этого необходимо убедиться, что выбранный насос по своим кавитационным качествам соответствует системе, в которую его устанавливают. Кавитационный запас системы

$$\Delta h = \frac{p_a - p_t}{\gamma} - [\pm H_0] - \sum h^{в}_{w}$$

где p_a — абсолютное давление, Па, на свободную поверхность жидкости в резервуаре, из которого ведется откачивание; p_t — давление, Па, насыщенных паров перекачиваемой жидкости при рабочей температуре; γ — удельный вес перекачиваемой жидкости, Н/м³; $h^{в}_{w}$ — суммарные потери напора, м, во всасывающем трубопроводе при максимально необходимой подаче; H_0 — геометрическая высота всасывания (геометрический подпор), м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Величина H_0 равна расстоянию по вертикали от оси вала насоса до уровня жидкости в резервуаре, из которого ее откачивают. Она имеет знак «плюс» при расположении насоса выше уровня жидкости (высота всасывания) и знак «минус» при установке насоса ниже уровня жидкости (подпор).

Допускаемый кавитационный запас насоса $\Delta h_д$ и мощность насоса определяют по графической характеристике насоса выбранного типоразмера при максимально необходимой подаче.

Насосы типа К в зависимости от диаметра рабочего колеса комплектуют различными по мощности электродвигателями. Мощность требуемого электродвигателя $N_э$ определяют из равенства

$$N_э = kN\gamma/1000,$$

где k — коэффициент запаса; N — мощность насоса на номинальном режиме (в расчетной точке), кВт.

Коэффициент запаса рекомендуется принимать следующим:

k	1,3	1,25	1,2	1,15
$N_э$, кВт	до 4	4—20	20—40	<40

По назначению $N_э$ подбирают ближайший больший по мощности комплектующий электродвигатель.

§ 17. Центробежные компрессоры

В центробежных компрессорах (турбокомпрессорах) давление газа повышается при непрерывном его движении через проточную часть машины в результате работы, которую совершают лопатки рабочего колеса компрессора. Центробежные компрессоры применяются для сжатия газов до давления 0,8 МПа (8 ат). По сравнению с поршневыми центробежные компрессоры имеют ряд преимуществ. Вследствие отсутствия возвратно-поступательного движения частей они не требуют тяжелого фундамента; ротор их вращается с постоянной угловой скоростью, а движущиеся детали соприкасаются с неподвижными деталями только в подшипниках, что позволяет использовать более дешевые быстроходные двигатели. Центробежные компрессоры более компактны. Основной недостаток центробежных компрессоров по сравнению с поршневыми заключается в том, что степень повышения давления в одной ступени комп-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

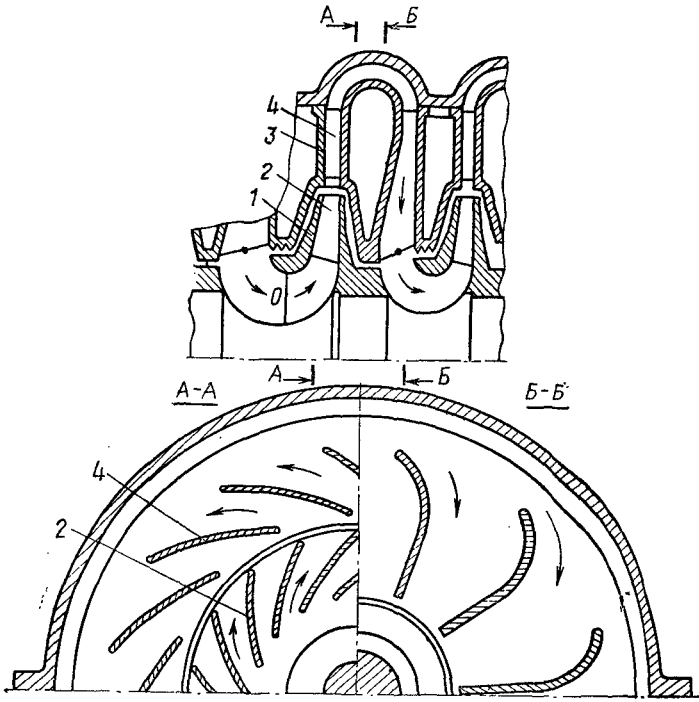


Рис. 4.20. Схема ступени центробежного компрессора
1 — рабочее колесо; *2* — лопатки; *3* — кольцевой отвод; *4* — диффузорные лопатки

рессора зависит от физических свойств газа, в первую очередь от его плотности. При сжатии легких газов до значительных давлений требуется большое число ступеней. Поэтому для обеспечения требуемой жесткости вала необходимо иметь многокорпусную машину. Центробежные компрессоры, как правило, представляют собой многоступенчатую машину.

На рис. 4.20 показана в разрезе ступень центробежного компрессора. Находящемуся между лопатками газу при вращении рабочего колеса сообщается вращательное движение, в результате чего газ под действием центробежной силы движется к периферии колеса. Затем газ попадает в диффузор, площадь которого увеличивается с увеличением радиуса, скорость частичек газа при этом снижается, а давление возрастает. Для

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

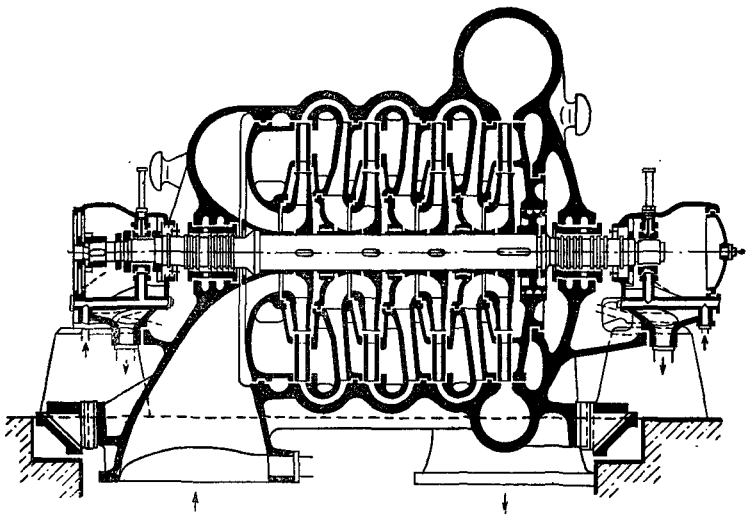


Рис. 4.21. Схема четырехступенчатого турбокомпрессора

повышения эффективности работы диффузора по превращению кинетической энергии в потенциальную служат диффузорные лопатки, упорядочивающие движение газа.

При вращении рабочего колеса в зонах, расположенных у оси вращения, давление газа становится меньше, чем во всасывающем трубопроводе, вследствие чего образуется непрерывный поток газа через проточную часть колеса и диффузор. При работе одного колеса и диффузора, образующих ступень центробежного компрессора, где происходит одноступенчатое сжатие газа, степень сжатия $\varepsilon = p_2/p_1$ невелика и составляет не более 1,2.

Для получения высокой степени сжатия газа ε используют несколько ступеней компрессора. Конструктивно это обеспечивается установкой на одном валу нескольких рабочих колес, располагаемых в одном корпусе. В этом случае газ поступает в следующую ступень по каналам, образованным лопатками направляющего аппарата.

Общая степень сжатия центробежного компрессора определяется степенью сжатия его отдельных ступеней и определяется отношением давления p_2 на выходе из компрессора к давлению p_1 на входе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

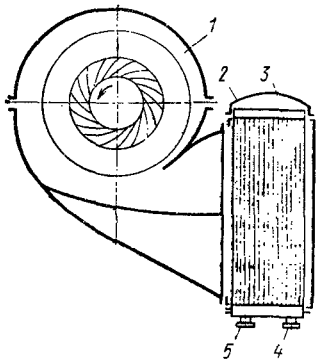


Рис. 4.22. Схема подключения промежуточного холодильника к нижней части корпуса компрессора

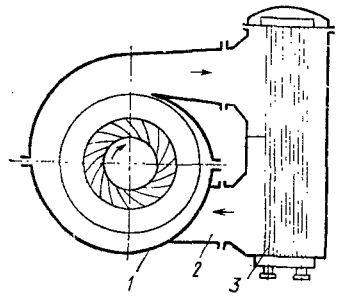


Рис. 4.23. Схема подключения промежуточного холодильника к обеим частям корпуса компрессора

На рис. 4.21 показана схема четырехступенчатого центробежного компрессора с колесом первой ступени полузакрытого типа.

Известно, что при сжатии газ нагревается, поэтому при использовании многоступенчатых компрессоров необходимо решить проблему охлаждения. Существуют два способа охлаждения: внутренний и внешний. При внешнем охлаждении газ, прежде чем попадает в следующую ступень, проходит через холодильник, а при внутреннем охлаждении корпус холодильника имеет «рубашку», через которую прокачивается охлаждающаяся вода. Обычно корпус холодильника представляет собой органически связанную с кожухом турбокомпрессора часть конструкции.

Большинство современных машин имеет внешнее охлаждение. Промежуточные холодильники присоединяются либо к нижней части корпуса компрессора (рис. 4.22), либо к обеим частям корпуса (рис. 4.23). Охлаждаемый газ протекает в межтрубном пространстве холодильника, а в трубах протекает охлаждающая вода.

При присоединении холодильника к нижней части корпуса газ из компрессора по улитке *1* попадает в холодильник *2*. Пройдя трубный пучок *3*, газ направляется в следующую ступень. Охлаждающая вода подводится в трубный пучок через патрубок *4* и отводится

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

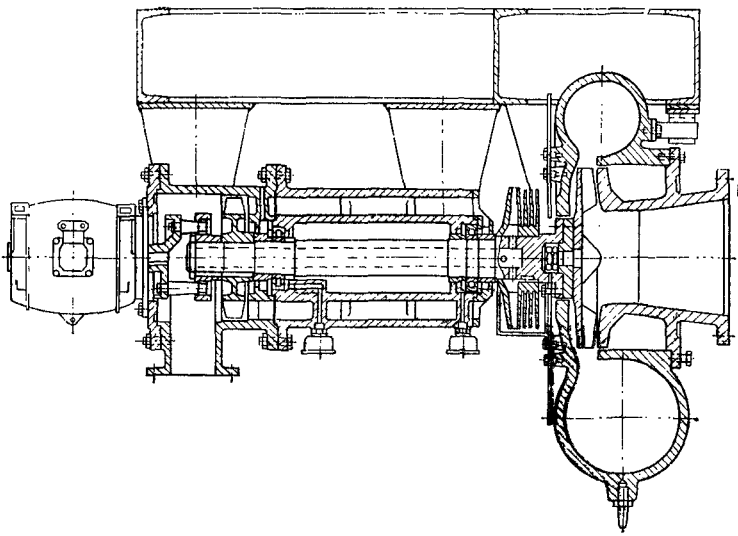


Рис. 4.24. Одноступенчатый турбокомпрессор без холодильника

через патрубок *5*. К достоинствам такой компоновки относится удобство монтажа и обслуживания холодильника, к недостаткам — низкий КПД холодильника.

При присоединении холодильника к обеим частям корпуса (см. рис. 4.23) газ из улитки *1* поступает в верхнюю часть трубного пучка *3*, меняет направление и через нижнюю часть пучка попадает во всасывающую камеру *2* следующей ступени. Недостаток этой компоновки холодильника состоит в сложности монтажа, преимущество — в более высоком КПД.

По сравнению с внутренним охлаждением компрессоров основным преимуществом внешнего охлаждения является более интенсивное охлаждение газа, так как площадь поверхности охлаждения промежуточного холодильника значительно больше, чем у водяной рубашки.

Наиболее простыми по конструкции являются одноступенчатые центробежные компрессоры, на которых холодильники не монтируются. На рис. 4.24 показан одноступенчатый компрессор, предназначенный для сжатия горячих дымоходных газов с температурой 800°С. Подача компрессора 0,55 м³/с, степень сжатия газа у него очень мала $\varepsilon = 1{,}0025$. Все детали, соприкасаю-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. 4.25. Воздушный центробежный компрессор

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щиеся с горячим газом, изготовлены из жаропрочных сталей. Чтобы теплота от рабочего колеса не передавалась на вал, между колесами и фланцем вала установлена изолирующая вставка. На валу размещено вентиляторное колесо, которое засасывает воздух по радиальным сверлениям пологого вала; этим воздухом вал охлаждается.

Одной из основных частей центробежных компрессоров с внешним охлаждением являются компрессоры, сжимающие воздух для пневматического оборудования и инструментов. Давление нагнетания в этих машинах составляет 0,6—0,9 МПа. В воздушном центробежном компрессоре (рис. 4.25) подачей 5,5 м^3/ч и давлением нагнетания 0,8 МПа воздух отводится в промежуточные холодильники, установленные после второй и четвертой ступеней через асимметричные спиральные отводы. Промежуточные холодильники расположены с одной стороны компрессора.

При эксплуатации центробежных компрессоров часто возникает необходимость изменения их подачи в весьма широких пределах. Помимо этих требований необходимо обеспечивать также определенную зависимость между давлением и подачей. Так, например, для работы пневматических инструментов необходимо поддерживать в сети определенное давление независимо от изменения подачи. Для компрессоров, нагнетающих воздух в доменные печи, требуется поддержание заданной подачи при изменении давления, которое зависит от сопротивления слоя шихты в печи, толщина которого изменяется в зависимости от хода технологического процесса.

Регулирование центробежного компрессора по существу является изменением положения рабочей точки. Это изменение можно осуществлять изменением либо характеристики компрессора, либо характеристики сети.

Наиболее распространенными способами регулирования работы компрессоров являются: изменение частоты вращения ротора, изменение проточной части и дросселирование.

Если посмотреть на напорную характеристику *4* центробежного компрессора (рис. 4.26), то можно увидеть, что с уменьшением подач ипроисходит постепенное сжатие газа до давления $p_{кр}$. Дальнейшее уменьшение подачи приводит к уменьшению давления. Теоре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

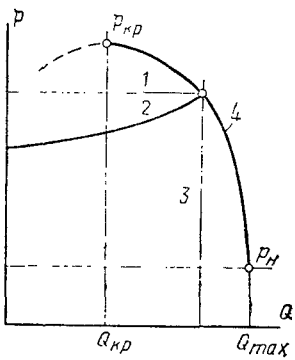


Рис. 4.26. Напорная характеристика центробежного компрессора и линии регулирования

1 — для p=const; *2* — для $p=f(Q)$; *3* — для Q=const

тически оно должно падать вдоль пунктирной линии. На практике этого не происходит. Как только давление достигает значения $p_{кр}$, периодически происходит возврат газа из области нагнетания в область всасывания, сопровождающийся интенсивными ударами, частота которых зависит от давления сжатия, плотности газов, емкости сети и т. д. Это явление называется помпажем в компрессоре. Точка на характеристике, в которой начинается помпаж, называется границей помпажа. При большом сжатии газа при помпаже возникают такие удары, что эксплуатация турбокомпрессора становится невозможной.

При отборе потребителем небольших количеств газа, когда подача компрессора меньше критической и лежит в помпажной зоне, необходимо применять антипомпажное регулирование, сущность которого состоит в следующем. Если требуемая подача компрессора Q_1 меньше $Q_{кр}$, то компрессор настраивают на подачу Q_2, которая больше $Q_{кр}$ и лежит в устойчивой зоне. Разность расхода, равная $Q_2—Q_1$, перепускается из линии нагнетания в линию всасывания или выбрасывается в атмосферу. Антипомпажное регулирование осуществляется только в автоматическом режиме специальными антипомпажными регуляторами. Основное отличие регулирования турбокомпрессоров от регулирования поршневых компрессоров заключается в том, что изменение давления, под влиянием которого должен переставляться регулятор, сравнительно невелико. Поэтому в большинстве случаев приходится прибегать к вспомогательным устройствам. Обычно такими вспомогательными устройствами являются либо масляные сервомо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

торы, либо мультипликаторы, когда регулирование связано с изменением подачи.

Случаю, когда компрессор должен обеспечивать постоянное давление независимо от расхода, будет отвечать характеристика, соответствующая на рис. 4.26 прямой *1*; а случаю, когда расход при изменяющемся давлении постоянен, — прямая *3*.

Помимо отмеченных основных случаев возможен и третий, когда требуется регулирование давления нагнетания в зависимости от подачи. В этом случае для поддержания определенного давления у потребителя необходимо регулировать давление газа за компрессором. Требуемая характеристика компрессора соответствует кривой *2*.

На практике выбор способа регулирования зависит от конструкции компрессора и типа привода. Если компрессор имеет привод с регулируемой частотой вращения, то это позволяет регулировать частоту вращения ротора компрессора. При повышении частоты вращения ротора конечное давление и мощность увеличиваются, при ее уменьшении давление и мощность снижаются. Регулирование изменением частоты вращения ротора является наиболее точным и экономичным.

Для центробежных компрессоров, имеющих в качестве привода асинхронный двигатель, чаще всего применяют регулирование дросселированием газа на всасывании. При этом способе регулирования с помощью дроссельной заслонки снижается давление всасывания в компрессор, в результате чего достигается снижение давления нагнетания до требуемого значения. Давление во всасывающем трубопроводе перед дроссельной заслонкой остается постоянным.

Регулирование изменениями в проточной части центробежного компрессора заключается в установке перед входом газа в рабочее колесо лопаток, снабженных механизмом поворота, и повороте лопаток диффузора. Этот способ регулирования основан на том, что если поток газа направляющими лопатками перед входом в рабочее колесо предварительно поворачивается в направлении вращения колеса, то степень сжатия будет ниже, чем при радиальном входе, и наоборот. Этот способ не получил до настоящего времени широкого распространения из-за значительного усложнения конструкции компрессора.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 18. Осевые вентиляторы

Осевым вентилятором называется вентилятор, в котором воздух (или газ) перемещается вдоль оси рабочего колеса, вращаемого двигателем (рис. 4.27). Как и у радиальных вентиляторов, характеристики осевых вентиляторов показывают зависимость давления и мощности на валу и КПД от подачи.

Полную характеристику обычно получают экспериментальным путем при постоянной частоте вращения рабочего колеса. Пересчет параметров работы на другие частоты вращения производится по известным зависимостям (см. § 10). Форма характеристики определяется конструкцией и аэродинамическими свойствами вентилятора. В отличие от радиальных характеристика давления осевых нагнетателей часто имеет седлообразную форму.

На основе полных характеристик (рис. 4.28), используя формулы пересчета, получают универсальные характеристики осевых вентиляторов — индивидуальные, совмещенные и безразмерные.

Безразмерные параметры (коэффициенты), характеризующие вентилятор, относятся к его внешнему диаметру или к окружной скорости на внешнем диаметре. Эти параметры меняются вдоль радиуса. Например, коэффициент давления ψ изменяется обратно пропорционально радиусу. На рис. 4.29 показано распределение давлений вдоль радиуса лопастного колеса при $\psi = 0{,}05 \div 0{,}8$. Точки пересечения кривых с осью координат соответствуют случаю, когда $\Delta p_s = 0$.

Аэродинамические схемы. Под аэродинамической схемой осевого вентилятора подразумевается совокупность признаков и параметров, однозначно характеризующих проточную часть машины: число ступеней, равное числу рабочих колес; тип схемы, зависящей от наличия аппаратов, и их расположение по отношению к рабочему колесу; относительный диаметр втулки; число лопаток колеса и аппаратов, их углы установки.

Аэродинамическая схема обозначается буквами. Например, для одноступенчатых вентиляторов схема, состоящая из одного колеса, обозначается буквой К; схема, включающая кроме колеса спрямляющий аппарат — буквами К+СА; установка, оборудованная входным направляющим аппаратом, — буквами ВНА+К+

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

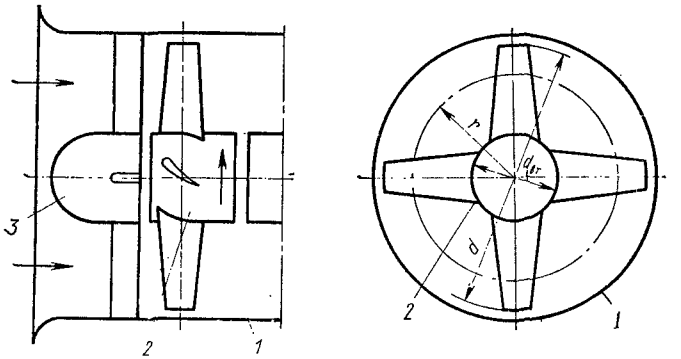


Рис. 4.27. Схема осевого вентилятора
1 — корпус; *2* — рабочее колесо; *3* — обтекатель

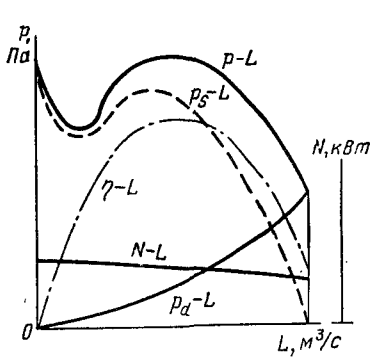


Рис. 4.28. Полная аэродинамическая характеристика осевого вентилятора

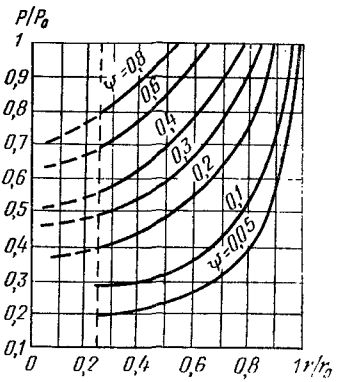


Рис. 4.29. Распределение давления вдоль радиуса за колесом осевого вентилятора

+СА. Двухступенчатые схемы имеют, например, такое обозначение: К+СА+К+СА, ВНА+К+НА+К+СА.

Каждая из схем имеет свои особенности. По схеме К обычно выполняют вентиляторы с очень малыми значениями коэффициента давления ($\psi < 0{,}15$), у которых относительная скорость закручивания c_{2u} и связанное с ней динамическое давление незначительны. Воздух при этом подводится к рабочему колесу в осевом направлении (входной направляющий аппарат отсутствует). Конструкция проста, но КПД в области ра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

бочих режимов снижается на 5—10% из-за отсутствия спрямляющего аппарата.

В СА динамическое давление, связанное со скоростью закручивания потока за рабочим колесом, преобразуется в статическое с некоторыми потерями, обусловленными течением в его диффузорном лопаточном венце. При этом без изменения характеристики мощности увеличиваются как полные давление и КПД, так и статические давление и КПД.

В тех случаях, когда по условиям компоновки вентилятора перед ним образуется неравномерный по сечению входа поток, входной направляющий аппарат будет уменьшать эту неравномерность и ее неблагоприятное влияние на работу вентилятора.

К многоступенчатым вентиляторам относятся также вентиляторы встречного вращения, у которых рабочие колеса вращаются в противоположных направлениях, а аппарат между ними отсутствует. Получив энергию в первом колесе, закрученный поток поступает во второе колесо, которое закручивает его в противоположном направлении, продолжая передавать ему энергию. Эти вентиляторы могут иметь входной и выходной аппараты.

По назначению осевые вентиляторы делят на вентиляторы общего назначения и специальные. Вентиляторы общего назначения предназначены для перемещения чистого или мало запыленного воздуха, не содержащего взрывоопасных веществ, липкой, волокнистой и цементирующей пыли и агрессивных веществ при температуре до 40°С. Температурный предел принят из тех соображений, что при более высоких температурах значительно ухудшаются условия теплоотдачи обмоток электродвигателя, находящегося обычно в потоке перемещаемого газа.

К специальным вентиляторам относят вентиляторы, не используемые в обычных системах общеобменной вентиляции гражданских и промышленных зданий. Это вентиляторы, используемые для перемещения взрывоопасных и агрессивных примесей, шахтные вентиляторы и вентиляторы тоннельной вентиляции, потолочные вентиляторы, вентиляторы градирен, вентиляторы, встроенные в технологическое оборудование, и т. д.

Для перемещения взрывоопасных примесей применяют вентиляторы, выполненные из разнородных метал-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лов: проточная часть выполнена из стали (рабочее колесо) и латуни (в корпусе имеется обечайка в зоне расположения рабочего колеса). При этом перемещаемая среда не должна иметь температуру выше 40°С, вызывать ускоренную коррозию материалов проточной части вентиляторов, содержать пыль и другие твердые примеси в количестве более 10 мг/м^3, а также взрывоопасную пыль, липкие и волокнистые материалы.

Шахтные осевые вентиляторы используют в системах вентиляции подземных выработок. Вентиляторы местного проветривания предназначены для установки под землей в шахтах и рудниках и служат для проветривания тупиковых выработок, а также шахтных стволов и околоствольных выработок при их проходке. К местным вентиляторам предъявляют требования взрывобезопасности, компактности, минимальной массы, устойчивости работы в широком диапазоне расходов воздуха, простоты обслуживания и транспортабельности. Вентиляторы главного проветривания предназначены для обеспечения свежим воздухом шахт горно-добывающей промышленности. Их располагают на поверхности и они перемещают все количество воздуха, проходящего по вентиляционной сети шахты. Шахтные вентиляторные установки работают в основном на всасывание.

Вентиляторы тоннельной вентиляции служат для удаления выделяющихся в процессе эксплуатации теплоты, влаги, пыли и газов, а также поддержания в транспортных тоннелях требуемых метеорологических условий и химического состава воздуха. Работа вентиляторных установок тоннельной вентиляции сопровождается поршневым воздействием транспортных средств (поездов метрополитена и железнодорожных поездов, автомобильного транспорта).

Потолочные вентиляторы (фены) обычно применяют для турбулизации воздушной среды в помещениях, но иногда их используют для создания локального душирующего эффекта (в тех случаях, когда обеспечить требуемую подвижность воздуха вследствие его перемешивания невозможно).

По направлению вращения лопастного колеса вентиляторы могут быть правыми и левыми. Если смотреть со стороны входа воздуха, то у вентиляторов правого вращения колесо вращается по часовой стрелке.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Номер вентилятора определяет его размер, т. е. диаметр рабочего колеса, выраженный в дециметрах.

Номенклатура осевых вентиляторов, выпускаемых нашей промышленностью для использования в промышленных и гражданских зданиях, довольно ограничена и включает вентиляторы типа В-06-300 (№ 4; 5; 6,3; 8; 10 и 12,5) и В-2, 3-130 (№ 8; 10 и 12,5). Из разнородных металлов выпускаются вентиляторы лишь типа В-06-300 (№ 5; 6,3; 8; 10 и 12,5). В крышной модификации выпускается осевой вентилятор с колесом Ц3-04 (№ 4; 5 и 6,3). При этом рабочее колесо вращается в горизонтальной плоскости; приводом служит вертикально расположенный электродвигатель.

Потолочные вентиляторы выпускаются двух типов — «Союз» (ВПК-12, ВПК-15 и ВПК-18) и «Зангезур» (ВПМ 1-100).

Номенклатура шахтных вентиляторов и вентиляторов тоннельной вентиляции довольно обширна и приведена в специальных справочных руководствах. Отличительной особенностью этих вентиляторов (по сравнению с вентиляторами общего назначения) является высокая подача. Например, вентилятор типа ВОМД-24 (осевой двухступенчатый реверсивный с диаметром рабочих колес 2400 мм), применяемый для реверсивной вентиляции метрополитена, имеет подачу: при прямом ходе — 70 000—250 000 м^3/ч, при реверсивном — 60 000—200 000 м^3/ч.

На рис. 4.30 показаны различные варианты конструктивных схем соединения осевых вентиляторов с электродвигателем. В схеме *2* условия входа воздуха на рабочее колесо хуже, чем в схеме *1*, поскольку электродвигатель расположен перед колесом. Схемы *3* и *5* применяются в тех случаях, когда по правилам техники безопасности или по технологическим соображениям электродвигатель нельзя устанавливать в потоке перемещаемой среды. Если по конструктивным соображениям невозможно установить электродвигатель внутри корпуса вентилятора, то применяется схема *4*. В случае когда частоты вращения электродвигателя и рабочего колеса вентилятора не совпадают, применяется схема *6*.

В связи с осевым направлением потока непосредственное присоединение нагнетателя к трубопроводу является самым простым конструктивным решением. При

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

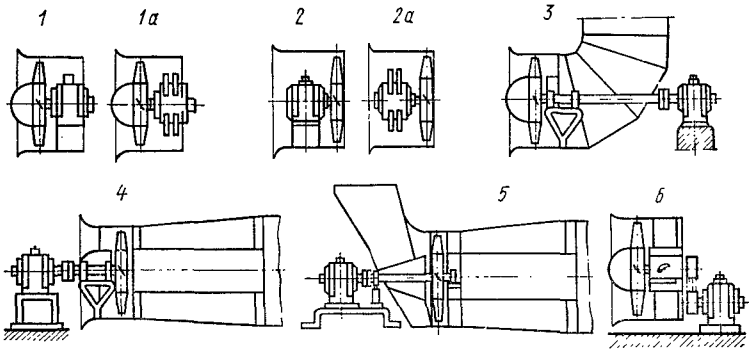


Рис. 4.30. Схемы соединения осевых вентиляторов с электродвигателями

входе в корпус чаще всего устанавливается очерченный плавной кривой коллектор. Если же перед нагнетателем имеется достаточно длинный трубопровод (такого же диаметра, что и корпус), то коллектор, естественно, становится ненужным. Следует заметить, что при очень длинных трубопроводах ($l_{тр} > 5d$) наличие пограничного слоя на стенках трубы может привести к значительному вытягиванию профиля скоростей и нарушению работы нагнетателя. В связи с этим желательно цилиндрические участки на подводах к нагнетателю делать бо́льших, чем у нагнетателя, диаметров.

Для вентиляторных установок, работающих на всасывание, присоединительными элементами к сети могут быть:

входная коробка или входное колено для присоединения вентилятора к каналу, идущему от устья вентиляционной шахты;

выходная часть, состоящая из примыкающего к вентилятору диффузора и поворотного участка за ним. Иногда за диффузором устанавливается шумоглушитель.

Насосы с диаметром лопастей более 1 м имеют подвод в виде колена, небольшие насосы — камерный подвод.

При построении эффективной рабочей характеристики нагнетателя следует учитывать наличие различных колен и коробок, с помощью которых нагнетатель присоединяется к сети.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

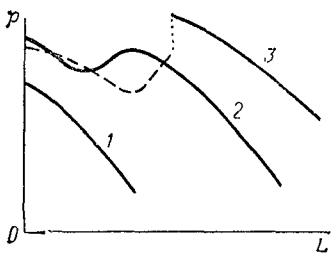


Рис. 4.31. Различные виды характеристик давления осевых вентиляторов

В зависимости от схемы вентиляторов, угла установки лопастей их рабочих колес и относительного диаметра втулки их характеристики могут иметь различную форму (рис. 4.31). При малых углах установки лопастей (10—15°) характеристики давления обычно монотонны (кривая *1*).

При увеличении угла установки характерно появление максимума давления и седловины (кривая *2*) отчего вся характеристика делится на левую — *нерабочую* и правую — *рабочую* ветви. При работе на левой ветви могут образовываться вращающиеся срывные зоны, угловая скорость которых отличается от скорости вращения рабочего колеса, что приводит к возникновению переменных нагрузок на лопасти и вибрации. При еще больших углах установки происходит разрыв характеристики давления (кривая *3*).

Если на характеристике имеется глубокая седловина или разрыв, то режим работы при соответствующих подачах становится неустойчивым и возникает вероятность помпажных явлений, связанных с сильными колебаниями подачи и давления, что в некоторых случаях может вывести вентилятор из строя.

При использовании нагнетателей, имеющих характеристику с разрывом, наименьшая допустимая подача обусловливается положением точки разрыва, в то время как наибольшая — выбирается из условия обеспечения минимально допустимого значения КПД. Это обстоятельство приводит к уменьшению диапазона подач, который возможен для данного вентилятора. Работа вентилятора в области, расположенной правее максимума давления, исключает опасность как появления вращающихся срывных зон, так и возникновения помпажа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В условиях эксплуатации часто требуется, чтобы установка обеспечивала такой диапазон режимов работы, который невозможно получить с помощью характеристики, соответствующей фиксированным углам установки лопастей вентилятора и принятой частоте вращения рабочего колеса. В этих условиях выполняется регулирование вентилятора одним из следующих способов: 1) изменение частоты вращения лопастного колеса; 2) поворот лопастей рабочего колеса; 3) поворот лопаток входного направляющего аппарата; 4) дросселирование.

Последний способ регулирования, как и для радиальных вентиляторов, самый неэкономичный, так как затраты мощности мало изменяются при уменьшении подачи.

Применение способа регулирования поворотом лопастей рабочего колеса определяется двумя факторами: безопасностью работы и экономичностью (при параллельном включении учитывается также устойчивость работы).

Осевые вентиляторы с поворотными лопастями колес обладают способностью значительной (до 50%) регулировки подачи, с сохранением при этом оптимального значения КПД. Однако при этом способе регулирования требуется вентилятор особой конструкции, позволяющей изменять в известных пределах угол установки лопастей его рабочего колеса. Практически изменение угла поворота происходит в диапазоне от 15 до 45°.

Регулирование поворотом лопаток направляющего аппарата является довольно эффективным способом регулирования, так как при этом достигается значительное изменение потребляемой вентилятором мощности. Этим пользуются при запуске в работу больших вентиляторов: перед пуском НА устанавливают в положение, соответствующее наибольшему снижению мощности. Однако нужно отметить, что применение этого способа регулирования оправдано только при достаточно больших углах установки лопастей рабочего колеса (более 30°). При малых углах установки изменение характеристик давления нагнетателей незначительно и эффект регулирования подачи резко снижается.

Регулирование поворотом лопаток спрямляющего аппарата (СА) не рекомендуется, так как оно сводится к

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

простому дросселированию и не влияет на мощность нагнетателя.

Регулирование изменением частоты вращения лопастного колеса, хотя и является самым экономичным способом регулирования, применяется очень редко из-за сложности практического осуществления приводного устройства.

Наиболее рациональный способ регулирования в каждом конкретном случае выбирается с учетом всех показателей.

§ 19. Осевые насосы

Современная тепловая электростанция потребляет большое количество воды, подаваемой циркуляционными насосами и используемой для охлаждения оборудования и других технических целей.

В качестве циркуляционных широкое применение получили осевые насосы.

В осевых насосах рабочее колесо выполняется, как правило, погружного типа, т. е. располагается ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, а приводной двигатель устанавливается выше этого уровня для исключения его затопления. Поэтому чаще всего осевые насосы бывают вертикального исполнения.

На рис. 4.32 приведена схема рабочего органа осевого насоса. В корпусе *1*, представляющем собой проточную часть насоса, находится рабочее колесо, состоящее из ступицы *2* с установленными на ней лопастями *3*. Число лопастей осевого насоса обычно не превышает шести. Энергия движущейся жидкости в рабочем колесе насоса передастся по тому же принципу, что и у центробежного.

Осевые насосы могут быть *жестколопастными*, в которых лопасти рабочего колеса жестко закреплены относительно ступицы и угол их установки не может быть изменен, и *поворотно-лопастными*, в которых положение лопастей может регулироваться.

Проходя через рабочее колесо, жидкость участвует одновременно в двух движениях: переносном (вращательном) и относительном (поступательном). Для установления вращения жидкости в рабочем колесе с целью уменьшения ее напора за вращающимся рабочим колесом устанавливают неподвижный вращающий-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

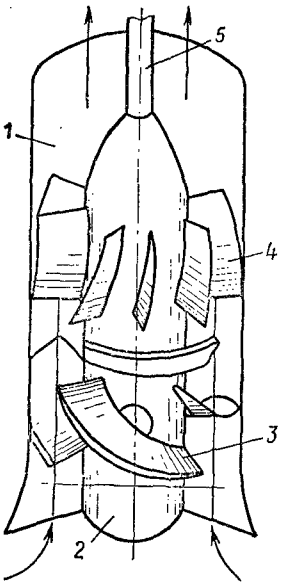


Рис. 4.32. Схема рабочего органа осевого насоса

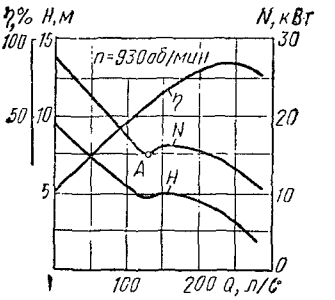


Рис. 4.33. Характеристика осевого насоса

ся аппарат *4*, состоящий из ряда лопастей. Ступица рабочего колеса насажена на вал *5*, соединенный с электродвигателем. Из проточной части насоса жидкость попадает в напорный трубопровод.

Коэффициент удельной быстроходности осевых насосов $n_s > 600$, т. е. это насос, обладающий большой подачей и малым напором. Достоинством этих насосов является простота и компактность конструкции, а также возможность перекачивания загрязненных жидкостей.

В осевом насосе жидкость движется в осевом направлении вдоль цилиндрических поверхностей. Следовательно, радиусы входа и выхода жидкости из рабочего колеса одинаковы: $u_2 = u_1 = u$.

Для ориентировочных подсчетов напор, развиваемый осевым насосом, можно определить по выражению

$$H = (1/K_н^2)\,(u^2/2g),$$

где $K_н$ — коэффициент напора, равный $0{,}0244 n_s^{2/3}$; u—окружная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса.

Теоретическую подачу осевого насоса можно определить по формуле

$$Q_т = \pi (D^2 - d^2) v_z / 4,$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где D — внешний диаметр рабочего колеса; d — диаметр ступицы (может быть принят равным 0,5D); v_z — осевая скорость, равная $v_z = K_c\sqrt{2gH}$ (здесь K_c — коэффициент скорости, равный: $K_c \approx \approx 0{,}55 n_s$; H — напор насоса).

Внешний диаметр рабочего колеса определяют с помощью эмпирической формулы

$$D = K\sqrt[3]{Q/n},$$

где K — коэффициент, равный 5; Q — подача насоса, м³/с; n — частота вращения, об/мин.

Коэффициент полезного действия η большинства осевых насосов равен 0,75—0,90.

Регулирование подачи жестколопастных насосов производится изменением частоты вращения рабочего колеса, а поворотно-лопастных насосов — изменением угла наклона лопастей. Регулирование подачи задвижкой невыгодно, так как связано с резким уменьшением КПД.

Отечественная промышленность выпускает осевые насосы типов О и ОП. Это одноступенчатые насосы с жестким креплением лопастей (тип О) и поворотно-лопастные насосы (тип ОП), позволяющие менять угол установки лопасти во время остановки насоса. На рис. 4.33 приведена рабочая характеристика осевого насоса. На малых подачах кривая $H=f(Q)$ круто падает вниз, имея характерный перегиб в точке A. В отличие от центробежных насосов мощность осевых насосов понижается при увеличении подачи и имеет наибольшее значение при подаче, равной нулю.

Осевые насосы типа О служат для подачи пресной, морской и загрязненной воды температурой до 35°С. Осевые насосы типа ОП предназначены для подачи технически чистой воды температурой до 50°С, а также пресной и морской воды температурой до 45°С.

Подбор осевых насосов по значениям требуемых подач и напоров производится с помощью сводных графиков. На рис. 4.34 приведен сводный график полей $H=Q$ осевых насосов типа О и ОП.

§ 20. Осевые компрессоры

Осевые компрессоры предназначены для сжатия любых газов. Они получили широкое распространение в энергомашиностроении благодаря высокой быстроходности (и следовательно, большей компактности) и большим

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

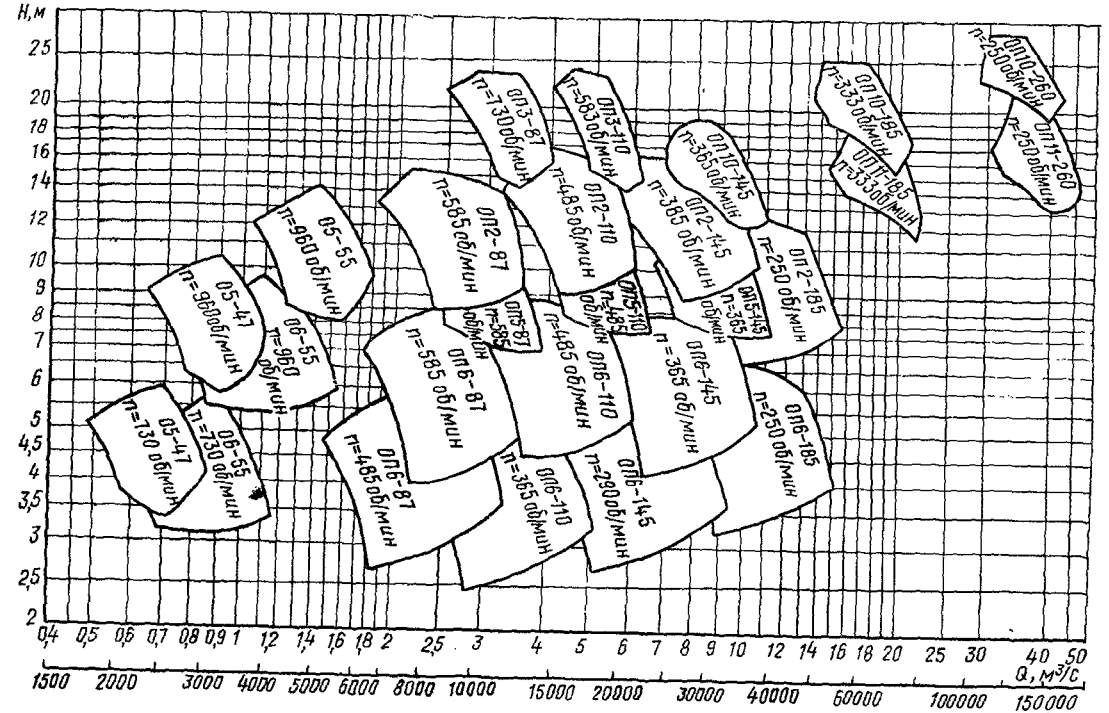


Рис. 4.34. Сводный график полей H—Q осевых насосов типа О и ОП

Электронная библиотека http://lgy.klstu.ru/

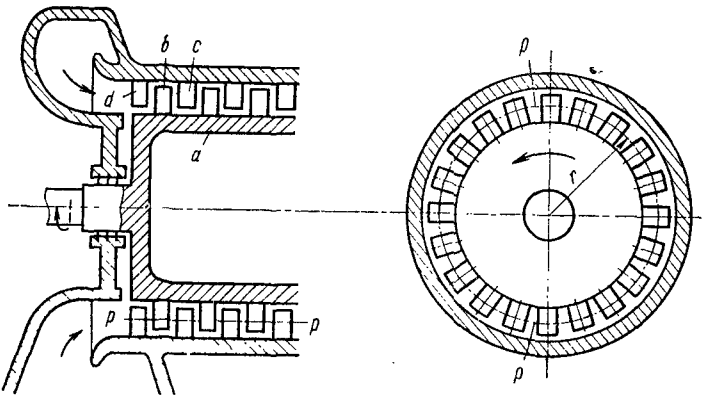


Рис. 4.35. Схема входной части осевого компрессора

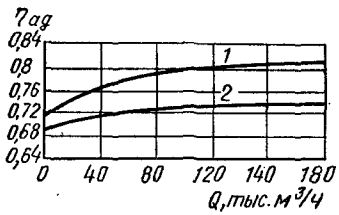


Рис. 4.36. Зависимость адиабатического КПД осевых и центробежных компрессоров от подачи

КПД по сравнению с турбокомпрессорами. Схема части осевого компрессора представлена на рис. 4.35.

Осевые компрессоры являются многоступенчатыми машинами, принцип работы которых состоит в следующем. Лопатки *b* рабочего колеса *a* образуют поверхность, которая, взаимодействуя во время вращения рабочего колеса с окружающим газом, перемещает его в направлении действия подъемной силы. Двигаясь поступательно, газ одновременно с колесом участвует и во вращательном движении. Для устранения вращательного движения газ проходит через направляющий аппарат, снабженный лопатками *c*, после чего поступает в следующую ступень или отводится в напорный патрубок. Часто перед поступлением в первую ступень потоку газа сообщают предварительную подкрутку с помощью лопаток и направляющего аппарата, установленного перед рабочим колесом.

Степень сжатия в одной ступени осевого компрессора обычно невелика и составляет $\varepsilon = 1{,}15 \div 1{,}35$. Поэтому для получения высокого давления компрессор имеет большое число ступеней.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

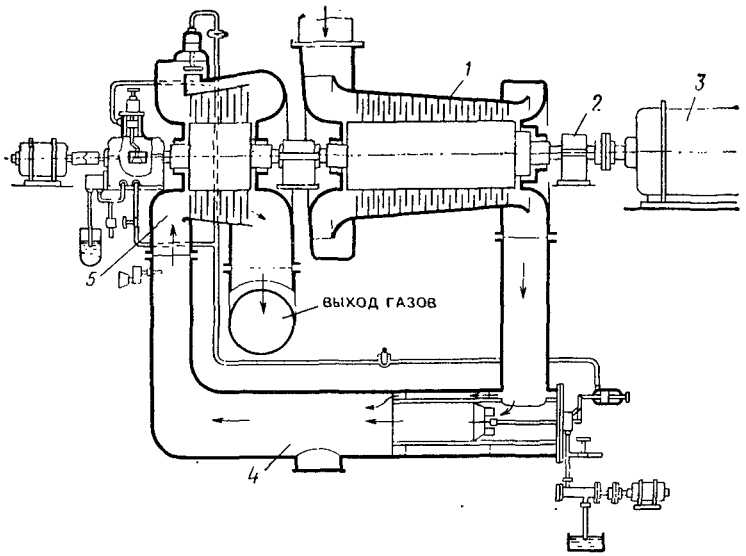


Рис. 4.37. Схема установки осевого компрессора с газовой турбиной

Основы теории работы осевых компрессоров, а также механизм взаимодействия потока и профиля лопатки изложены в § 5—8.

Характеристики осевых компрессоров, полученные в результате испытаний, отличаются от характеристик турбокомпрессоров. Кривая $p—v$ обычно имеет крутую форму падения. Кривая мощности также довольно круто падает с увеличением подачи, а кривая КПД имеет более резко выраженный максимум. Сопоставление характеристик осевых и центробежных компрессоров показывает, что в осевых компрессорах с изменением подачи резче меняется КПД и степень сжатия. Диапазоны устойчивых режимов у осевых компрессоров меньше, однако в расчетных режимах осевые компрессоры позволяют получить бо́льшие КПД, чем центробежные. Для их иллюстрации на рис. 4.36 показана зависимость адиабатического КПД от подачи неохлаждаемых многоступенчатых центробежных *1* и осевых *2* компрессоров.

Регулирование осевых компрессоров может осуществляться по тем же схемам, что и турбокомпрсссоров. Однако наряду с ними в осевых компрессорах возмож-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

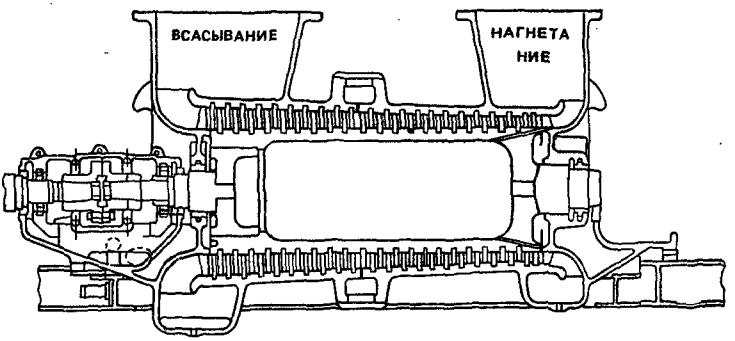


Рис. 4.38. Схема продольного разреза осевого компрессора

но регулирование поворотными направляющими, а иногда и рабочими лопатками одной или нескольких ступеней.

Для работы в силовых и энергетических установках осевые компрессоры применяются, как правило, в соединении с газовыми турбинами. В этом случае мощность газовой турбины расходуется частично на привод компрессора, питающего воздухом камеру сгорания, а частично передается на вал электрогенератора. На рис. 4.37 приведена простейшая схема установки осевого компрессора с газовой турбиной. Сжатый осевым компрессором *1* воздух подается для сжигания топлива в камеру сгорания *4*, откуда смесь горячих газов и воздуха поступает в газовую турбину *5*. Излишек мощности турбины через редуктор *2* передается на вал электрогенератора *3*.

На рис. 4.38 представлен продольный разрез осевого компрессора с подачей 76 500 м^3/ч воздуха при степени сжатия 3,5. Мощность турбины $N_т$=4620 кВт; мощность, расходуемая компрессором, $N_к$=4130 кВт, частота вращения 5180 об/мин. Благодаря высокой экономичности и эффективности осевые компрессоры находят все более широкое применение во многих отраслях промышленности.

§ 21. Диаметральные вентиляторы

Диаметральный вентилятор, схема которого приведена на рис. 2.8, состоит из колеса барабанного типа с загнутыми вперед лопатками и корпуса, имеющего на входе

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

патрубок и на выходе диффузор. Известны диаметральные вентиляторы как с направляющим одно- и многолопаточным аппаратом, расположенным внутри рабочего колеса, так и без него.

Оптимальной компоновочной особенностью таких вентиляторов является возможность выполнения их колес с относительной шириной, значительно превышающей ширину колес радиальных вентиляторов. Применение таких колес позволяет значительно увеличить подачу.

В вентиляторах без направляющего аппарата рабочее колесо может быть выполнено в виде двух дисков, к которым приклепаны (или приварены) лопатки из листовой стали. При этом подшипники, в которых находится вал, размещены с обеих сторон корпуса, вследствие чего обеспечивается высокая жесткость всей конструкции. Это особенно важно при колесах большой ширины.

При наличии направляющего аппарата рабочее колесо напоминает конструкцию рабочего колеса радиального вентилятора низкого давления с односторонним всасыванием: лопатки одним концом крепятся к диску, установленному на валу, другим — к кольцу. Направляющий аппарат, состоящий из одной или нескольких лопаток, закрепляется на боковой стенке корпуса, противоположной диску рабочего колеса.

Основной отличительной особенностью диаметральных вентиляторов являются большие значения коэффициента полного давления, которые достигают 3 и более. Причиной этого, как уже отмечалось, является двукратное (диаметральное) прохождение потока через одну и ту же решетку вращающегося колеса. Высокие значения коэффициентов давления и подачи по сравнению с их значениями для вентиляторов других типов позволяют диаметральным вентиляторам иметь меньшие габариты и скорости вращения рабочего колеса. Вместе с тем весьма сложный характер течения потока внутри корпуса, приводящий к большой неравномерности поля скоростей, обусловливает значительные потери энергии. В связи с этим максимальные значения полного КПД диаметральных вентиляторов находятся в пределах 0,55—0,61. Эффект от применения направляющих аппаратов достигается главным образом за счет повышения энергоемкости вентилятора. (Под энер-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

гоемкостью в данном случае следует понимать полезно затраченную мощность вентилятора). Это происходит в результате стабилизации и ограничения вихревой зоны в заданном месте внутри корпуса, а также вследствие повышения эффективности работы «центробежной» части рабочего колеса.

С помощью направляющих аппаратов разных типов, установленных внутри рабочего колеса, а также путем изменения формы корпуса или взаимного расположения элементов корпуса и НА можно добиться изменения аэродинамической характеристики диаметрального вентилятора.

Диаметральные вентиляторы без внутреннего направляющего аппарата (ВНА) в последнее время находят более широкое применение, чем вентиляторы с ВНА. Это можно объяснить их большей простотой в конструктивном и технологическом отношениях. Следует, однако, учитывать, что вентиляторы без ВНА имеют ограниченные возможности получения высоких коэффициентов давления и η_{max} в широком диапазоне изменения коэффициента подачи.

Серийно диаметральные вентиляторы в настоящее время не выпускаются. Разработанный А. Г. Коровкиным и др. в ЦАГИ им. Н. Е. Жуковского ряд аэродинамических схем диаметральных вентиляторов находит применение либо только в бытовой отопительно-вентиляционной технике и в малогабаритных установках кондиционирования воздуха, либо в специальных технологических устройствах или машинах. Так, в замкнутых проточных контурах, в которых давление перемещаемого газа ниже атмосферного, применяется вентилятор типа Д22-36 с так называемым профильным вихреобразователем, расположенным в корпусе с внешней стороны колеса (рис. 4.39). Этот вентилятор без ВНА имеет относительно малое число лопаток $z=24$, корпус с поворотом потока в нем на 90—180° и при относительно небольших размерах корпуса достаточно высокий коэффициент давления $\psi=4{,}4$ на режиме $\eta_{max}=0{,}52$. Некоторые модификации этого вентилятора имеют более высокие значения КПД — $\eta_{max}=0{,}58\div0{,}63$ при несколько меньшем значении коэффициента давления $\psi=3{,}4$.

Маркировка диаметральных вентиляторов соответствует маркировке, установленной ГОСТом для лопаст-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

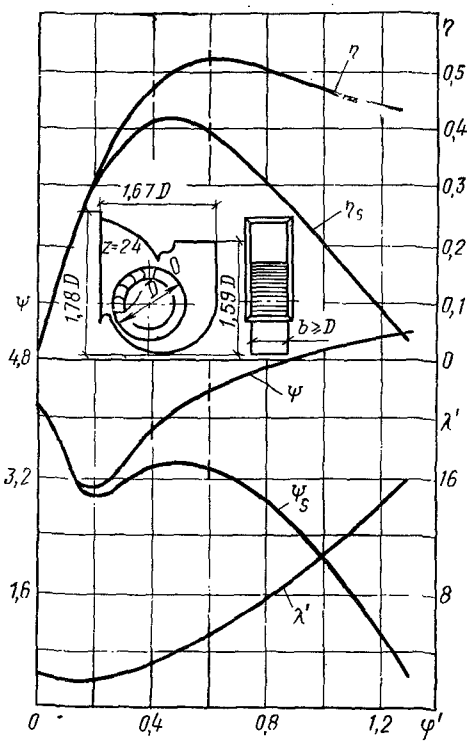


Рис. 4.39. Характеристика и схема диаметрального вентилятора

ных машин. Буква Д означает диаметральный, число при Д — увеличенное в 5 раз значение коэффициента давления при работе в режиме η_{max}, а последнее число — быстроходность.

Диаметральные вентиляторы обычно работают в переменных условиях, поэтому необходимо регулировать режимы их работы. Это осуществляется различными способами. Например, регулирование можно проводить путем поворота направляющего аппарата. Это обеспечивает получение у одного и того же вентиляционного агрегата больших коэффициентов давления в широком диапазоне значений коэффициента подачи.

С помощью входного многолопаточного направляющего аппарата, выполненного в виде жалюзи или решеток, можно осуществлять регулирование путем дрос-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

селирования. Однако при этом способе снижение номинальной подачи, например, на 10% приводит к снижению КПД на 19%.

В качестве регулирующего органа может использоваться направляющая поворотная лопатка, устанавливаемая в выходном патрубке корпуса. При этом добиваются изменения в достаточно широком диапазоне поля скоростей на выходе из вентилятора, но суммарные аэродинамические характеристики вентилятора в этом случае изменяются незначительно.

Наконец, следует отметить такой эффективный способ регулирования, как размещение на входе в вентилятор специального экрана, перемещение которого, например, на расстояние до $0{,}25D$ от лопаток колеса в зоне языка обеспечивает уменьшение давления и подачи на 30—40% от их номинальных значений.

§ 22. Регулирование нагнетателей

Обычно нагнетатели подбирают по максимальному значению требуемой подачи. Однако в условиях эксплуатации часто бывают случаи, когда подачу нагнетателя необходимо изменить. Как известно, фактическая подача определяется точкой пересечения характеристики полного давления нагнетателя с характеристикой сети. Следовательно, изменить подачу можно в результате изменения характеристики или нагнетателя или сети.

Под *регулированием* понимают такое изменение подачи (и других параметров работы) нагнетателя, которое осуществляется с помощью специального регулирующего устройства (направляющего аппарата, гидро- и электромуфты, дроссель-клапана и т. д.), позволяющего получать *непрерывное* изменение характеристик *без останова* машины.

Цель регулирования — приспособление параметров нагнетателя к изменяющимся условиям его работы.

Изменения параметров нагнетателя можно достичь и другими способами. Так, в дымососных установках, работающих то на твердом топливе, то на газе, весьма значительное изменение подачи и давления без резкого снижения КПД можно получить в результате смены рабочего колеса. В вентиляционных установках при наличии клиноременной передачи изменение подачи и давления достигается сменой шкивов. Однако в обоих

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

указанных случаях необходим *останов* нагнетателя и те или иные переделки в нем. Здесь можно говорить о приспособлении к изменившимся условиям работы, но не о регулировании, так как происходит не плавное, а ступенчатое изменение параметров.

Изменение подачи нагнетателя при регулировании, отнесенное к подаче при исходном режиме, характеризует *глубину* регулирования.

Все регулирующие устройства в зависимости от их влияния на характеристику или сети или нагнетателя можно разделить на три группы.

В первую группу входят устройства, дросселирующие сеть, т. е. изменяющие характеристику сети, но не изменяющие характеристику нагнетателя. К таким устройствам относятся клапаны, шиберы, задвижки, диафрагмы и т. п. При дросселировании параметры рабочей точки (подача, давление, мощность и КПД) определяют на характеристике нагнетателя при неизменной частоте вращения рабочего колеса.

Вторую группу образуют устройства, изменяющие частоту вращения рабочего колеса (характеристику нагнетателя). При этом характеристика сети не меняется. Известно много устройств, позволяющих изменять частоту вращения рабочего колеса: электродвигатели постоянного тока, фрикционные передачи, гидромуфты и индукторные муфты скольжения и др. В вентиляционно-отопительной технике эти устройства еще не находят широкого применения, хотя они перспективны в тех случаях, когда требуется глубокое регулирование.

Третья группа включает устройства, одновременно изменяющие характеристику как нагнетателя, так и сети. Примером такого устройства является входной направляющий аппарат, устанавливаемый в вентиляционном агрегате. Сопротивление самого направляющего аппарата необходимо учитывать при снятии характеристики вентиляционного агрегата. Рассмотрим подробно отдельные способы регулирования.

Дросселирование при $n=\text{const}$ — самый неэкономичный, но, к сожалению, весьма распространенный способ регулирования. Он заключается в искусственном введении в сеть дополнительного сопротивления в виде шибера *2*, дроссель-клапана или других подобных элементов. Так как сопротивление сети при этом увеличивается, то характеристика сети становится более кру-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

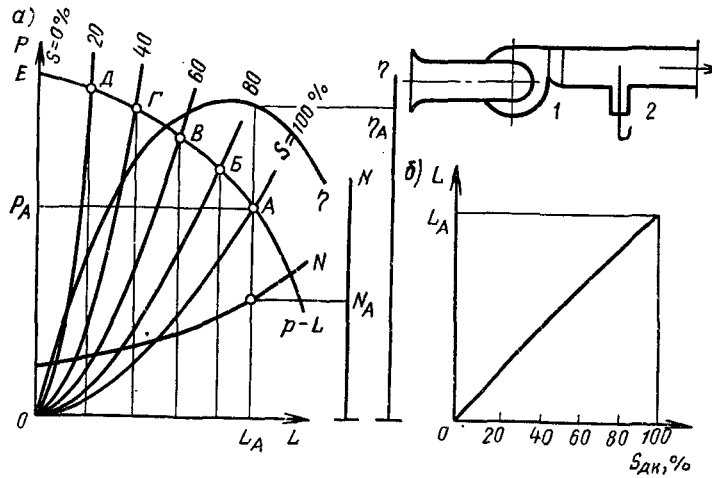


Рис. 4.40. Схема регулирования радиального вентилятора путем дросселирования

той и рабочая точка передвигается из положения *А* (рис. 4.40, *а*) по характеристике нагнетателя влево вверх, занимая последовательно положения *Б, В* и т. д. и определяя тем самым новые значения параметров работы. Поскольку наибольшая подача достигается при полностью открытом шибере, то такой способ регулирования применяется только с целью уменьшения подачи.

На рис. 4.40, *а* видно, что при дросселировании уменьшается мощность на валу машины и вместе с тем повышается доля энергии, расходуемой при регулировании (бесполезные потери давления на шибере — $\Delta p_ш$). Поэтому оно неэкономично. Чем более глубоко осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительны затраты мощности.

Эффективность дросселирования (уменьшение мощности) в большой степени зависит от формы лопаток рабочего колеса нагнетателя *1*. Например, для современных вентиляторов с загнутыми назад лопатками снижение подачи на 40% приводит к снижению КПД с 85 до 20—30%. Снижение мощности составляет лишь 15% от первоначальной. Для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, и с более низким максимальным КПД при той же глубине регулирования КПД

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

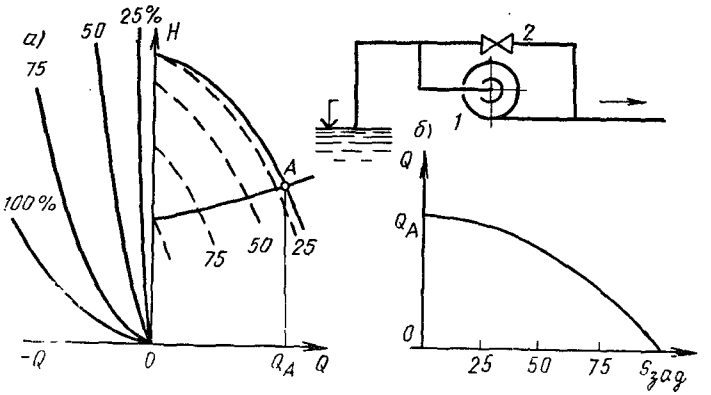


Рис. 4.41. Схема регулирования центробежного насоса с помощью перепуска

снизится до 35—37%. Снижение мощности достигает при этом 40%. Все же и в этом случае экономичность регулирования весьма мала, так как развиваемое давление в основном срабатывается на дросселе.

Изменение характеристики сети и подачи вентилятора для степени открытия шибера $S=100; 80; \ldots, 0\%$ (полное закрытие) показано на рис. 4.40, *а*. На рис. 4.40, *б* показана зависимость расхода в сети от степени открытия шибера: $L=f(s)$. Таким образом можно плавно изменять расход в диапазоне от L_{max} до 0.

При регулировании центробежных насосов, подающих воду, дросселирующее устройство нужно располагать на напорном трубопроводе, так как если установить его на всасывающем трубопроводе, то при регулировании могут возникать кавитационные явления в потоке и нарушение нормальной работы насоса.

Регулирование перепуском применяется для центробежных насосов. Действие перепуска показано на рис. 4.41. Здесь слева отложен пучок характеристик, представляющих зависимости расхода перепуска от степени открытия задвижки (0; 25; 50; 75 и 100%) и напора H. Когда задвижка *2* закрыта, то воздействие отвода на работу насоса отсутствует и подача равна $Q_A=Q_{max}$. Открытие задвижки как бы смещает характеристику насоса влево на величину ΔQ перепуска. В результате получаем зависимости $H—Q$ для любых значений степени открытия задвижки. Как видно, с открыти-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ем задвижки полезный напор, создаваемый насосом *1*, уменьшается, расходная зависимость $Q=f(s)$ имеет вид плавной кривой (рис. 4.41, *б*) и обеспечивает изменение расхода от Q_{max} до 0 (отвод при этом должен иметь достаточно большую пропускную способность).

Как было показано ранее (см. § 8), при отсутствии закручивания потока на входе в рабочее колесо уравнение Эйлера можно написать в виде

$$p_т = \rho u_2 c_{2u} = \rho u_2 (u_2 - w_2 \cos \beta_2) = \\ = K_т n^2 D_2^2 / (1 - w_2 \cos \beta_2), \qquad (4.2)$$

где $K_т = \pi^2/3600$, $n = w_2/u_2$.

В правую часть уравнения (4.2) входят четыре параметра, следовательно, принципиально возможны четыре способа регулирования путем изменения характеристики нагнетателя.

Следует отметить, что способы регулирования, основанные на изменении диаметра колеса путем плавного изменения радиальной длины лопаток и изменения угла выхода потока из колеса в результате поворота концевых участков лопаток или лопаток целиком, практического применения пока еще не нашли.

Изменение частоты вращения рабочего колеса. Этот способ регулирования наиболее экономичен, так как при уменьшении подачи вследствие снижения частоты вращения колеса потребляемая мощность снижается пропорционально третьей степени отношения частот вращения:

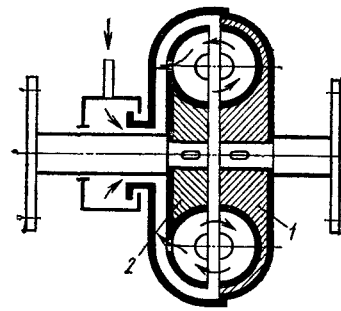
$$N_2/N_1 = (n_2/n_1)^3.$$

Этим способом в отличие от предыдущих можно и увеличивать подачу. Экономичность всей установки, т. е. нагнетателя с приводом, зависит от способа изменения частоты вращения колеса. Для регулирования частоты вращения используют следующие способы и устройства.

Если регулировать напряжение, подводимое к трем фазам статора асинхронного двигателя, можно, отвлекаясь от влияния параметров регулирующего устройства на характеристики двигателя, изменять максимальный момент, не изменяя критического скольжения. Устройством для регулирования напряжения может быть, например, тиристорный регулятор; при этом в каждой фазе статора двигателя находятся два встречно-параллельно включенных тиристора. Управляя уг-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. 4.42. Схема гидромуфты
1, 2 — ведущий и ведомый ротор



лом включения тиристоров (фазовое управление), можно плавно менять действующее напряжение.

КПД паровых турбин, будучи достаточно высоким (*~80%*), мало изменяется в зависимости от частоты вращения, что делает паротурбинный привод почти идеальным устройством регулирования подачи нагнетателя. Однако в связи с дороговизной и сложностью эксплуатации этот привод может быть рекомендован для регулирования только отдельных крупных установок.

Регулирование частоты вращения нагнетателя с помощью гидромуфты происходит при неизменной частоте вращения электродвигателя, т. е. оно может быть применено при использовании обычных асинхронных электродвигателей.

Принцип работы гидромуфты напоминает принцип работы центробежного насоса (рис. 4.42). На валу электродвигателя закреплена и вращается вместе с ним правая (ведущая) половина муфты. Жидкость, находящаяся в полуокружных каналах этой половины муфты, центробежной силой отбрасывается к периферии в направлении, указанном стрелками. Аналогичный процесс происходит и в рабочем колесе центробежного насоса. Поэтому муфта, закрепленная на валу электродвигателя, практически является подобием рабочего колеса и называется *насосным* колесом.

Жидкость, выбрасываемая насосным колесом, поступает в ведомую половину муфты (турбину), симметрично расположенную слева и почти аналогичную по конструкции ведущей половине муфты. Ведомая половина муфты может быть уподоблена рабочему колесу турбины, приводимому в движение скоростным напо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ром. При соединении обеих половин муфты образуются замкнутые кольцевые полости с расположенными в них радиальными перегородками, между которыми циркулирует жидкость. Пройдя в рабочем колесе турбины от периферии к центру, жидкость вновь поступает в полуокружные каналы ведущей половины муфты и повторяет описанный путь циркуляции.

Энергия от ведущего вала к ведомому передается с помощью жидкой среды (рабочей жидкости), в качестве которой используют обычно масло или воду. Регулирование частоты вращения ведомого вала достигается изменением подачи рабочей жидкости в гидромуфту.

КПД гидромуфты называют отношение мощности N_2 на ведомом валу к мощности N_1, переданной электродвигателем на ведущий вал. С учетом потерь на скольжение КПД гидромуфты равен:

$$\eta = 0{,}98 n_2/n_1.$$

Применение гидромуфт ввиду их высокой стоимости и сложности ухода оправдано только в крупных установках при неглубоком регулировании.

Регулирование частоты вращения вала возможно с помощью индукторной муфты скольжения (ИМС). Эта муфта является электрическим аналогом гидромуфты, но связь между валами в ней осуществляет не жидкость, а магнитный поток, создаваемый обмоткой возбуждения.

Основные узлы ИМС — якорь, расположенный на валу нагнетателя, и индуктор с обмоткой возбуждения, посаженный на вал электродвигателя. Обмотка возбуждения питается от обычной осветительной сети через выпрямитель (рис. 4.43).

Увеличение или уменьшение силы тока, осуществляемое с помощью плавно регулируемого автотрансформатора, изменяет магнитное поле между индуктором и якорем, вследствие чего изменяется сила сцепления между ними и происходит большее или меньшее отставание индуктора от якоря. К достоинствам ИМС следует отнести возможность дистанционного управления. Как и гидромуфты, ИМС из-за высокой стоимости и низкого КПД при глубоком регулировании применяют только в крупных установках при неглубоком регулировании.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

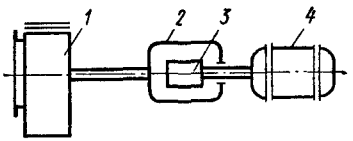


Рис. 4.43. Схема индукторной муфты скольжения (ИМС)
1 — вентилятор; *2* — якорь; *3* — индуктор; *4* — электродвигатель

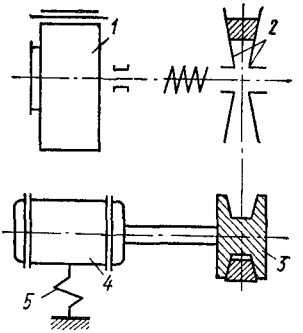


Рис. 4.44. Схема ременного вариатора частоты вращения рабочего колеса вентилятора
1 — вентилятор; *2* — ведомый шкив; *3* — ведущий шкив; *4* — электродвигатель; *5* — устройство для натяжения ремня

Для регулирования частоты вращения вала применяют ременный вариатор частоты вращения рабочего колеса. Принцип действия этого устройства (рис. 4.44) основан на изменении передаточного отношения шкивов ременного привода.

Ведомый шкив состоит из двух дисков, один из которых с помощью пружины можно передвигать вдоль вала, изменяя расстояние между ними (сближая или раздвигая). Благодаря этому клиновый ремень может занимать различные положения между дисками (приближаясь к валу или отодвигаясь от него). При этом радиус его обращения вокруг оси вала изменяется и, следовательно, меняются передаточное отношение и частота вращения рабочего колеса. Перемещение подвижного диска вдоль вала производится без остановки агрегата или вручную, или с помощью специального привода. Применение вариатора целесообразно при передаче мощности до 10—15 кВт; при больших мощностях из-за сложности и громоздкости конструкции применение вариатора нерационально.

Изменение относительной скорости. Этот способ применим к вентиляторам с лопатками, загнутыми назад, и заключается в изменении ширины рабочего колеса с помощью передвижных дисков, вращающихся вместе с колесом (рис. 4.45), или передвижного входного патрубка (рис. 4.46). При перестановке диска (или патрубка) часть рабочего колеса как бы выключается и не участвует в создании активного потока. Через остав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

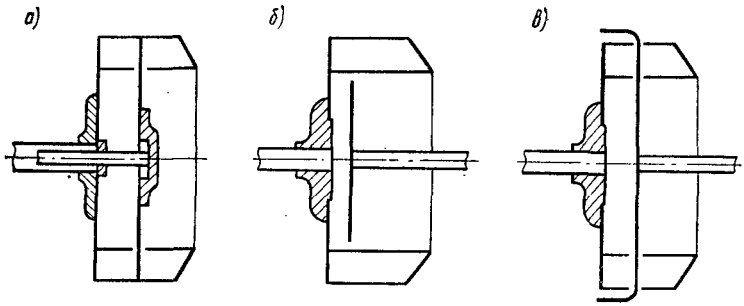


Рис. 4.45. Рабочие колеса с передвижными дисками

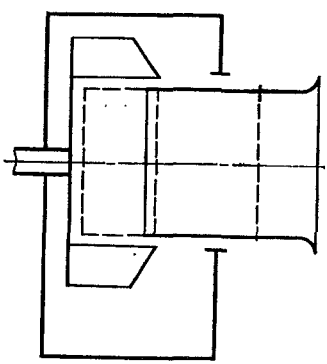


Рис. 4.46. Схема вентилятора с передвижным входным патрубком

шуюся часть рабочего колеса воздух протекает при безударном входе с почти неизменившимся распределением скоростей. Применение этого способа целесообразно при глубине регулирования до 0,5. Так, при уменьшении подачи в 2 раза по сравнению с расчетной потребляемая мощность снижается тоже примерно в 2 раза (рис. 4.47).

С помощью дисков, показанных на рис. 4.45, *а* и *б*, и входного патрубка регулировать подачу можно только в сторону уменьшения. Для устранения этого недостатка следует согнуть край диска. При этом расчетная подача должна обеспечиваться при закрытой выступающим краем диска задней части рабочего колеса (рис. 4.45, *в*). В этом случае передвижной диск можно передвигать по направлению к заднему диску рабочего колеса. Преимущество этой схемы в том, что возможно регулирование в сторону увеличения подачи при практически неизменном КПД.

Как будет показано ниже, при регулировании на-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

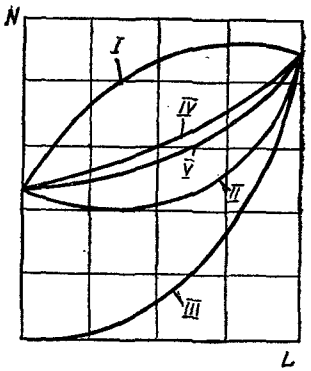


Рис. 4.47. Изменение мощности в зависимости от различных способов регулирования

I — характеристика мощности до регулирования; *II* — при регулировании передвижным диском (см. рис. 4.45, *а*); *III* — при регулировании изменением частоты вращения рабочего колеса; *IV* — при регулировании передвижным диском (см. рис. 4.45, *б*); *V* — при регулировании закручиванием потока при входе на рабочее колесо

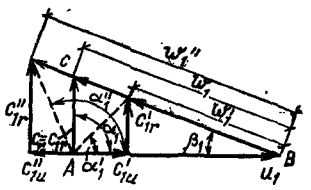


Рис. 4.48. Треугольники скоростей при входе потока в рабочее колесо

правляющим аппаратом закручивание потока против направления вращения колеса очень невыгодно и дает незначительное увеличение подачи. По сравнению с направляющим аппаратом передвижной диск не требует направляющих лопаток ни перед рабочим колесом, ни за ним.

Закручивание потока перед рабочим колесом. Теоретические основы этого способа регулирования легко понять при рассмотрении треугольника скоростей на входе в рабочее колесо (рис. 4.48). При отсутствии закручивания потока перед колесом нагнетателя создаваемое теоретическое давление можно найти из уравнения (3.27)

$$p_т = \rho u_2 c_{2u}.$$

При этом предполагается, что скорость закручивания $c_{1u}=0$ и треугольник ABC — нормальный треугольник скоростей при радиальном входе потока с абсолютным углом входа $\alpha_1=90°$.

Закручивая поток на входе в ту или другую сторону, можно угол α_1 уменьшить до угла α_1' или увеличить до угла α_1''. Соответственно изменяются значение и направление абсолютной скорости c_1. При уменьшении угла входа вместо c_1 появляется скорость c_1' с уменьшенной радиальной составляющей c'_{1r} и, следо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вательно, подача нагнетателя уменьшается. Уменьшается и полное давление нагнетателя вследствие появившейся скорости закручивания c'_{1u}, имеющей то же направление, что и окружная скорость u_1:

$$p_т = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u}.$$

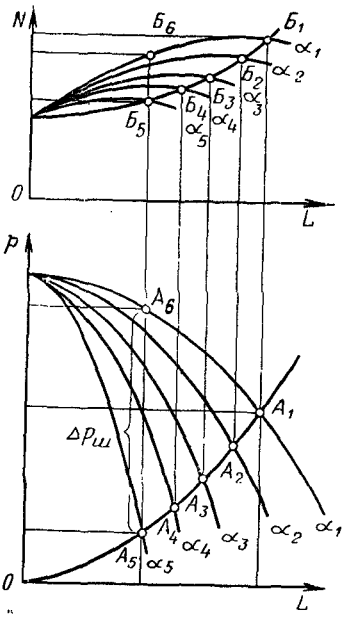
В соответствии с этим уравнением характеристики давления нагнетателя отклонятся от первоначального положения (рис. 4.49), при этом отклонение будет тем больше, чем меньше станет угол α. Подача нагнетателя, работающего на определенную сеть, уменьшится. Так как с понижением характеристик полного давления уменьшается и КПД нагнетателя, то снижение затрат мощности происходит не прямо пропорционально уменьшению произведения pL. Из рис. 4.49 видно, что мощность при закручивании потока перед рабочим колесом изменяется по линии $Б_1$—$Б_5$.

Для сравнения на рис. 4.49 проиллюстрировано регулирование путем дросселирования. Изменение мощности при этом происходит по линии $Б_1$—$Б_6$. Видно, что регулирование с помощью закручивания потока экономичнее дросселирования, поскольку затраты мощности снижаются быстрее. Например, для вентиляторов с загнутыми назад лопатками уменьшение подачи на 50% с помощью закручивания потока на входе в колесо приводит к снижению расходуемой мощности примерно на 55%. Использование для этой же цели дросселирования снижает затраты мощности лишь на 20%.

Устройства, осуществляющие закручивание потока перед рабочим колесом, называются *направляющими аппаратами*. В настоящее время известно, по крайней мере, девять типов направляющих аппаратов. Несмотря на значительное различие в конструкции, работа всех этих аппаратов основана на одном принципе — создание в потоке воздуха перед рабочим колесом некоторого момента количества движения $\rho L R_1 c_{1u}$ в результате закручивания потока. Этот момент должен быть тем больше, чем большее уменьшение подачи требуется.

Регулирование направляющим аппаратом вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, экономичнее, чем вентиляторов с лопатками, загнутыми назад. Объясняется это следующим. В общем случае измене-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



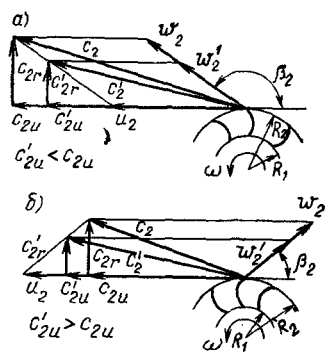


Рис. 4.50. Треугольники скоростей при выходе потока из рабочего колеса

Рис. 4.49. Характеристики вентилятора при регулировании закручиванием потока при входе на рабочее колесо

ние теоретической мощности вследствие появления скорости закручивания c_{1u} при заданной подаче L равно:

$$\Delta N_т = \rho L \omega_0 [(R_2 c'_{2u} - R_2 c_{2u}) - R_1 c_{1u}], \qquad (4.3)$$

где c'_{2u} — окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса при закручивании потока перед ним.

При фиксированной подаче вентилятора с увеличением закручивания потока перед рабочим колесом вследствие некоторого уменьшения относительной скорости w_1 (см. рис. 4.48) происходит уменьшение скорости w_2. При этом для колес с лопатками, загнутыми вперед (рис. 4.50, *а*), абсолютное значение $(R_2 c'_{2u} - R_2 c_{2u})$ будет больше, чем для лопаток, загнутых назад (рис. 4.50, *б*). Тогда согласно уравнению (4.3) при одинаковом закручивании потока в направляющем аппарате (c_{1u}=const) и одинаковой подаче (L=const) для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, снижение мощности (увеличение ΔN) будет более значительным, т. е. регулирование более эффективным, чем для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад. Поэтому несмотря на более низкий соответствующий исходному режиму КПД вентиляторов с лопатками, загнутыми

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вперед, при регулировании их среднеэксплуатационный КПД может оказаться выше КПД вентиляторов с загнутыми назад лопатками, имеющими более высокий КПД при исходном режиме.

В системах вентиляции получили довольно широкое применение следующие направляющие аппараты.

Осевой направляющий аппарат (ОНА) является лучшим из известных направляющих аппаратов (рис. 4.51). Он представляет собой набор радиально расположенных во входном патрубке нагнетателя (или в самостоятельном патрубке) лопаток, которые можно одновременно и синхронно поворачивать на любой угол вокруг радиальных осей. Обычно число лопаток у вентиляторов равно 8 или 12. Их, как правило, вырезают из плоского металлического листа одинаковой толщины и только в тех случаях, когда прочность и жесткость лопаток оказываются недостаточными (для больших вентиляторов), их выполняют крыловидными или чечевицеобразными. Размеры и контур лопаток ОНА определяют из условия, что при повороте из нейтрального положения на 90° лопатки должны возможно плотнее закрыть проходное сечение, слегка перекрывая друг друга. При временной остановке это обеспечивает возможность более полного отключения вентилятора. Диаметр лопаток ОНА на 10—20% превышает диаметр входного отверстия вентилятора. Диаметр втулки обычно составляет 20% диаметра лопаток ОНА.

ОНА, как и другие направляющие аппараты, дают хорошие результаты до глубины регулирования, равной примерно 0,75. При меньшей глубине регулирования бо́льшая экономичность наблюдается у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, а при несколько бо́льшей глубине регулирования — у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед. При очень глубоком регулировании использование направляющих аппаратов становится неэкономичным, а само регулирование приближается к дроссельному.

В некоторых случаях удается несколько форсировать работу вентилятора (увеличить подачу) поворотом направляющих лопаток в обратную сторону. При этом

$$p_т = \rho u_2 c_{2u} + \rho u_1 c_{1u}.$$

Однако достигаемое увеличение подачи — $c''_{1r} > c_{1r}$ (см. рис. 4.46) настолько мало, что не может рассматривать-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

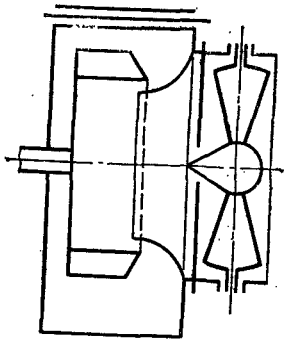


Рис. 4.51. Схема осевого направляющего аппарата (ОНА)

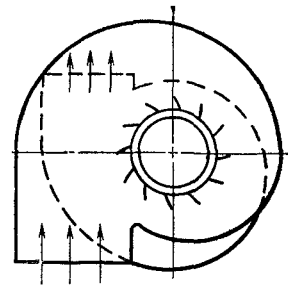


Рис. 4.52. Схема радиального направляющего аппарата (РНА)

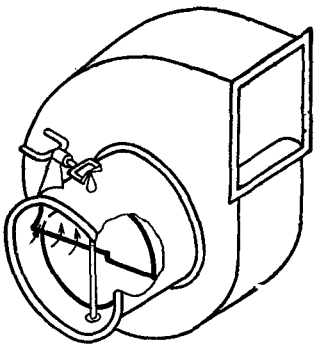
ся как сколько-нибудь существенный ее резерв. Причиной малого эффекта является увеличение потерь в колесе вследствие возрастания w_1. В то же время увеличение затрат мощности весьма значительно.

В радиальном направляющем аппарате РНА, в отличие от ОНА, направляющие лопатки установлены вне входного патрубка, и поток подводится к ним не в осевом, а в радиальном направлении по спиральной входной коробке (рис. 4.52). При этом создаются одинаковые условия течения по ширине направляющих лопаток, благодаря чему струи выходят из РНА с одинаковыми значениями окружной скорости. Следует отметить, что по сравнению с ОНА условия компоновки РНА менее благоприятны.

Упрощенный осевой НА конструкции Л. А. Рихтера (УОНА) был предложен в 1948 г. Благодаря наличию всего лишь двух лопаток, установленных во входном патрубке, и отсутствию втулки упрощается и удешевляется его конструкция (рис. 4.53). При этом регулировочная характеристика (кривая регулирования) $N(N_0)/L(L_0)$ или $N_{\text{рег}}(L)$ неизбежно ухудшается, но экономия электроэнергии по сравнению с регулированием путем дросселирования получается весьма значительной.

Упрощенный радиальный НА конструкции А. Г. Бычкова (УНА) состоит из трех — пяти лопаток, установленных во входной коробке так, чтобы их оси поворота были параллельны оси рабоче-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



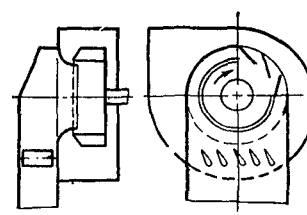


Рис. 4.54. Схема упрощенного радиального направляющего аппарата конструкции А. Г. Бычкова (УНА)

Рис. 4.53. Схема упрощенного осевого направляющего аппарата конструкции Л. А. Рихтера (УОНА)

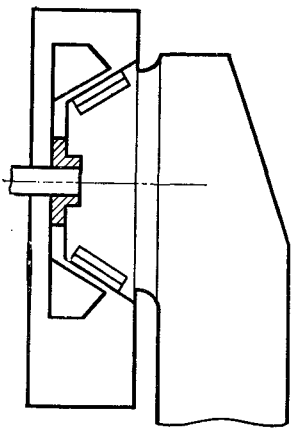
го колеса (рис. 4.54). Лопатки УНА следует устанавливать в непосредственной близости от входного патрубка, так как иначе на участке между этими элементами поток будет частично раскручиваться и эффективность регулирования снизится. УНА имеет преимущество перед ОНА при работе на газах, содержащих абразивные частицы, или агрессивных, так как его лопатки изнашиваются меньше, поскольку находятся в зоне меньших скоростей; смена изношенных лопаток требует меньшего времени.

Встроенный направляющий аппарат (ВНА) представляет собой систему коротких плоских лопаток, установленных внутри рабочего колеса параллельно входным кромкам его лопаток в непосредственной близости от них (рис. 4.55). Необходимые элементы конструкции ВНА — два кольца (со стороны заднего и переднего дисков), распорные болты, связывающие эти кольца, и система управления лопатками, расположенная со стороны входа в рабочее колесо.

Некоторое применение ВНА получили в тягодутьевых установках электростанций. Однако широкому использованию ВНА мешают серьезные эксплуатационные недостатки, заключающиеся в сложности привода; при этом поломка даже одной лопатки может привести к аварии.

Цилиндрический направляющий аппарат (ЦНА) в 1955 г. был также предложен Л. А. Рихтером. В нем, в отличие от рассмотренных НА, рабо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/



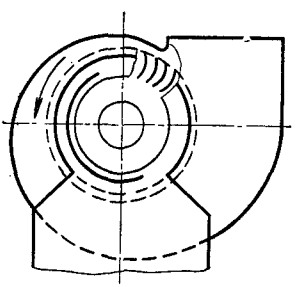


Рис. 4.56. Схема цилиндрического направляющего аппарата (ЦНА)

Рис. 4.55. Схема встроенного направляющего аппарата (ВНА)

чим элементом служит открытый полуцилиндр, соосный с рабочим колесом, а не система направляющих лопаток (рис. 4.56).

При режимах, не требующих закручивания потока перед рабочим колесом, полуцилиндр находится в нерабочем положении — он как бы спрятан в торцовой части коробки. Для уменьшения подачи полуцилиндр поворачивают вокруг его оси в направлении вращения колеса на некоторый угол, тем больший, чем меньшая подача требуется. При этом полуцилиндр вдвигается внутрь входной коробки.

Выбор того или иного способа регулирования зависит от ряда факторов: стоимости регулирующего органа, номенклатуры выпускаемого оборудования, потребляемой мощности и диапазона изменения подачи, продолжительности работы, стоимости 1 кВт·ч электроэнергии. Если учитывать, что различные регулирующие устройства при одном и том же изменении подачи требуют разных расходов электроэнергии и связаны с оптимизацией сетей, то узел «сеть+управляемый агрегат» должен рассматриваться как единое целое.

При подборе нагнетателей следует иметь в виду, что их КПД несколько снижается из-за применения вместе с ними регулирующих устройств. Для систем вентиляции Г. Г. Вахвахов рекомендует принимать следующие значения коэффициентов понижения КПД вентиляторов: для дроссель-клапана — 1; для ОНА — 0,96, для

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

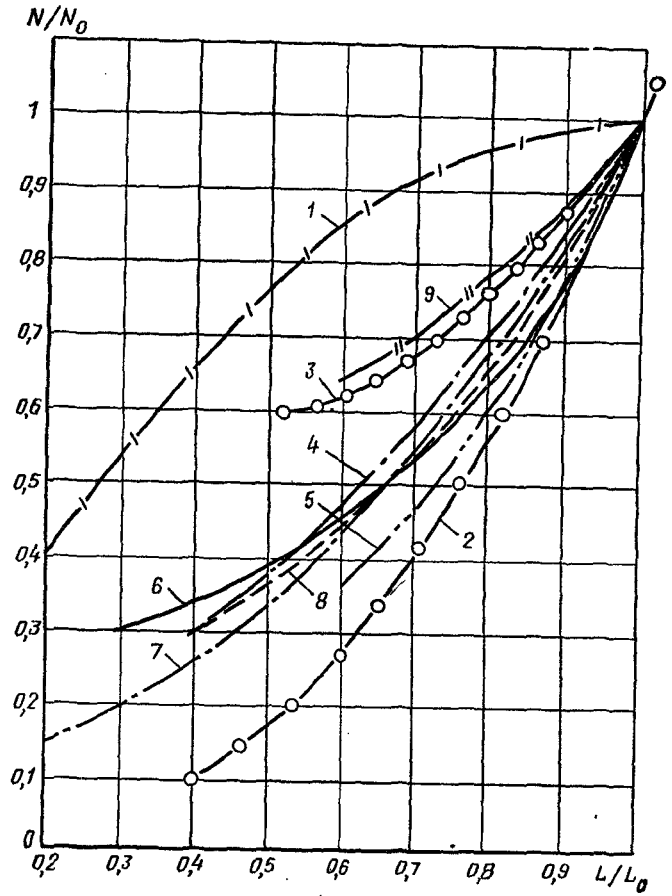


Рис. 4.57. Сопоставление эффективности способов регулирования подачи вентиляторов

1 — дроссель-клапаном; *2* — вариатором; *3* — цилиндрическим патрубком; *4* — гидромуфтой; *5* — цилиндрическим направляющим аппаратом; *6* — осевым направляющим аппаратом; *7* — индукторной муфтой скольжения; *8* — упрощенным направляющим аппаратом; *9* — упрощенным осевым направляющим аппаратом

гидромуфты — 0,98, для ИМС — 0,96, для ременного варианта — 0,86.

Сопоставление эффективности различных способов регулирования подачи показано на рис. 4.57, откуда видно, что дросселирование — самый неэкономичный способ регулирования. При глубине регулирования до

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

0,75 ОНА и муфты скольжения (индукторная и гидравлическая) мало отличаются друг от друга по своей экономичности. При более глубоком регулировании предпочтение следует отдавать гидромуфтам и ИМС.

ГЛАВА 5
НАГНЕТАТЕЛИ ТРЕНИЯ

§ 23. Вихревые насосы

Рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо *1* с радиальными или наклонными лопатками (рис. 5.1), помещенное в цилиндрический корпус с малыми торцевыми зазорами. В боковых и периферийной стенках корпуса имеется концентричный канал *2*, начинающийся у всасывающего отверстия и кончающийся у напорного. Канал прерывается перемычкой *4*, служащей уплотнением между напорной и всасывающей полостями. Жидкость поступает через всасывающий патрубок *5* в канал, прогоняется по нему рабочим колесом и уходит в напорный патрубок *3*.

Напор вихревого насоса в 3—7 раз больше, чем центробежного, при тех же размерах и числе оборотов. Большинство вихревых насосов обладает самовсасывающей способностью, т. е. способностью при пуске засасывать жидкость без предварительного заполнения всасывающего трубопровода. Многие вихревые насосы могут работать на смеси жидкости и газа. Недостатком вихревого насоса является низкий КПД, не превышающий 45%. Наиболее распространенные конструкции имеют КПД 35—38%. Низкий КПД препятствует применению вихревого насоса при больших мощностях. Вихревые насосы изготовляют на подачу до 12 л/с. Напор вихревых насосов достигает 240 м, мощность доходит до 25 кВт, коэффициент быстроходности $n_s = 6 \div 40$. Число оборотов вихревого насоса так же, как и лопастного, ограничено только кавитационными явлениями. Следовательно, насос может быть непосредственно соединен с электродвигателем.

Вихревые насосы применяют:

1) в химической промышленности для подачи кислот, щелочей и других химически агрессивных реаген-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

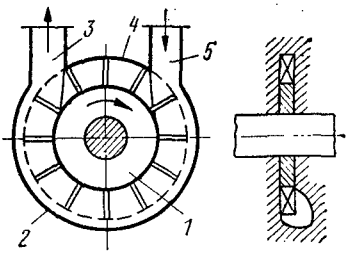


Рис. 5.1. Схема вихревого насоса закрытого типа

тов. Здесь требуются обычно насосы с малыми подачами и высокими напорами (максимальная скорость протекания химических реакций, большие гидравлические сопротивления реакторов и давления, при которых протекают реакции). Благодаря простой конструкции рабочих органов вихревых насосов возможно применение химически стойких пластмасс, а также металлов, плохо поддающихся механической обработке и отливке;

2) для перекачивания легколетучих жидкостей (бензина, спирта, эфира и т. д.). Испарение легких фракций этих жидкостей приводит к тому, что в насос засасывается смесь жидкости и пара. Вихревой насос в отличие от центробежного может работать на такой смеси. В частности, вихревые насосы применяют на аэродромных и автомобильных бензораздаточных станциях, а также в бензозаправщиках самолетов. В этих случаях требуется быстрая готовность насоса к пуску при частых остановках и надежность в работе при наличии в трубопроводе воздуха или пара. Вихревой насос, будучи самовсасывающим и способным работать на смеси жидкости и газа, удовлетворяет этим требованиям. Работа насоса в рассматриваемой области кратковременна, поэтому значение КПД несущественно;

3) для подачи жидкостей, насыщенных газами, например жидкостей, содержащих большое количество растворенного газа, который выделяется при прохождении в области пониженного давления; для откачивания жидкости с высокой упругостью пара (например, пропан, бутан) при положительной высоте всасывания из емкости, в которой давление равно упругости насыщенного пара. В последнем случае при подъеме по всасывающему трубопроводу жидкость частично испаряется, ее температура понижается и, следовательно, уменьшается упругость насыщенного пара. Это замед-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ляет процесс испарения, но в насос поступает смесь жидкости и пара;

4) в небольших автоматических насосных станциях, например для сельского водоснабжения. Центробежные насосы здесь малопригодны, так как требуются обычно малая подача и большой напор; поршневые насосы дороги, громоздки и также не пригодны вследствие того, что условия эксплуатации препятствуют автоматизации;

5) в насосных установках коммунального хозяйства, например в качестве бустерных насосов для водоснабжения и автомоечных насосов. Здесь требуются малые подачи и большие напоры;

6) вместо водокольцевых компрессоров в качестве вакуум-насосов и компрессоров низкого давления;

7) в качестве питательных насосов малых вспомогательных котельных установок.

По типу рабочего колеса вихревые насосы делятся на насосы закрытого и открытого типов. У насосов закрытого типа (см. рис. 5.1) лопатки рабочего колеса короткие. Их внутренний радиус равен внутреннему радиусу канала. Жидкость подводится из всасывающего патрубка непосредственно в канал. У насосов открытого типа (рис. 5.2) внутренний радиус лопаток меньше внутреннего радиуса канала. Жидкость подводится из всасывающего патрубка *1*, поступает в подвод *2*, из которого через всасывающее окно *3* подводится к лопаткам рабочего колеса *4* и затем поступает в канал *5*. От типа колеса зависят его кавитационные свойства, а также самовсасывающая способность и способность работать на газожидкостной смеси. Далее жидкость прогоняется по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие *8* уходит в отвод *6* и напорный патрубок *7*.

Для определения гидравлической мощности вихревого рабочего процесса $N_в$ рассмотрим равновесие жидкости в канале. На рис. 5.3 изображена развертка сечения канала цилиндром, соосным насосу. На жидкость, находящуюся в канале, действуют силы давления в сечении входа в канал $F_в$ и в сечении выхода из канала $F_н$, окружная составляющая сил трения жидкости о стенку канала F_u и сила $F_к$, с которой рабочее колесо действует на жидкость в канале. Учитывая, что моменты скоростей жидкости во входном и выходном се-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

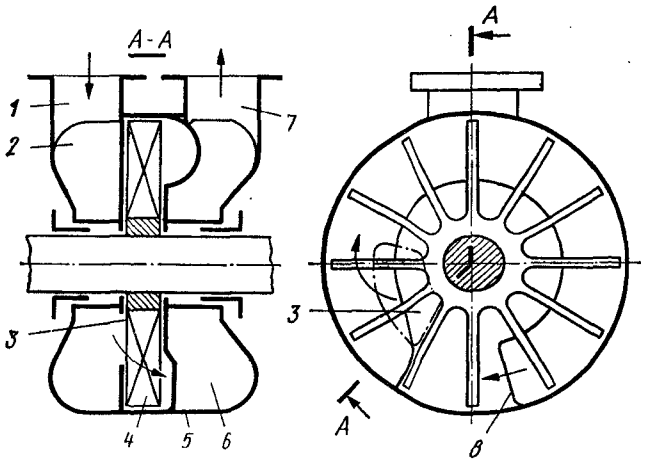


Рис. 5.2. Схема вихревого насоса открытого типа

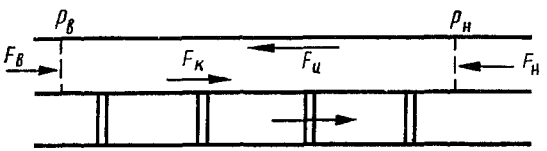


Рис. 5.3. Развертка сечения канала вихревого насоса

чениях канала практически одинаковы, получим момент сил, с которыми рабочее колесо действует на жидкость в канале:

$$M_к = (F_н - F_в + F_и) R_{ц.т}, \qquad (5.1)$$

где $R_{ц.т}$ — радиус центра тяжести сечения канала.

Умножив уравнение (5.1) на угловую скорость рабочего колеса ω_0, получим

$$N_в = \left(p_н - p_в + \frac{F_и}{S}\right) S_и. \qquad (5.2)$$

где $p_н - p_в + F_и/S = \gamma H_т$ ($H_т$ — теоретический напор вихревого рабочего процесса; $p_в$ и $p_н$ — давление у входа в канал и выходе из него); $u = \omega_0 R_{ц.т}$; S — площадь сечения канала.

Напор, сообщаемый жидкости в результате вихревого рабочего процесса, равен: $H = (p_н - p_в)/\gamma$. Если $Q_к$ — расход жидкости, проходящей через канал вихре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вого насоса, то полезная мощность вихревого рабочего процесса равна:

$$N_{\text{п}} = (p_{\text{н}} - p_{\text{в}}) Q_{\text{к}}.$$

Принимая во внимание наличие объемных потерь в уплотнениях канала $\eta_{\text{о.к}}$, потерь из-за утечек через уплотнение перемычки $\eta_{\text{о}}$, гидравлических потерь канала $\eta_{\text{г.к}}$, а также потерь вихревого рабочего процесса $\eta_{\text{р.п}}$, получаем

$$\eta_{\text{г.к}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{о к}} \eta_{\text{р.п}} = Q/uS.$$

Оптимальный режим вихревого рабочего процесса получается при $Q \approx 0{,}5\, uS$. При этом если $\eta_{\text{о}} \eta_{\text{о.к}} \eta_{\text{р.п}} = 0{,}5$, то максимальный полный КПД вихревого насоса $\eta_{\max} \ll 0{,}5$. Таким образом, вихревой рабочий процесс сопровождается большими потерями энергии, что обусловливает низкий КПД вихревого насоса.

Характеристика вихревого насоса, приведенная на рис. 5.4, может быть пересчитана на другую частоту вращения и другие размеры по формулам пересчета, полученным в § 10.

Большинство вихревых насосов обладает самовсасывающей способностью. Для самовсасывания насос должен быть заполнен перед пуском небольшим количеством жидкости. Достаточно даже количества жидкости, какое остается в насосе после предыдущего пуска.

Условия входа жидкости на лопатки колеса вихревого насоса открытого типа и лопастного насоса мало отличаются. Поэтому теория кавитации лопастных насосов применима и для вихревых насосов открытого типа.

У насосов закрытого типа жидкость подводится непосредственно в канал. Следовательно, на рабочее колесо она поступает на большем радиусе, при больших окружных и относительных скоростях. Поэтому кавитационные качества вихревых насосов закрытого типа очень низки. Движение на входном участке канала насоса закрытого типа сложное, так как на движение жидкости из всасывающего патрубка в канал накладывается продольный вихрь. Поэтому аналитический расчет кавитационных качеств насоса закрытого типа в настоящее время невозможен. Для улучшения кавитационных качеств насоса закрытого типа перед вихревым рабочим колесом подключают центробежную ступень. Такой насос называется центробежно-вихревым.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

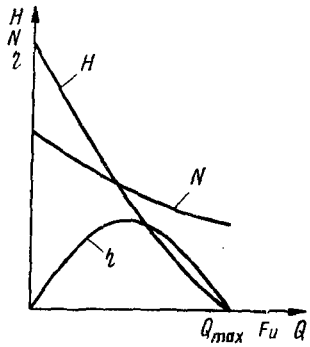


Рис. 5.4. Характеристика вихревого насоса

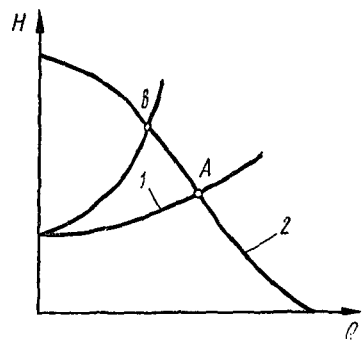


Рис. 5.5. Определение рабочей точки при дросселировании вихревого насоса

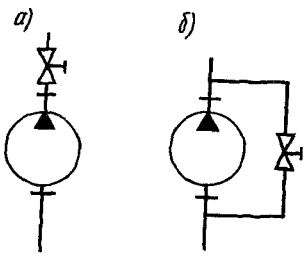


Рис. 5.6. Схемы регулирования подачи вихревого насоса
а — дросселированием; *б* — перепуском

Режим работы вихревого насоса определяется точкой A (рис. 5.5) пересечения характеристики насоса (кривая *2*) и характеристики сети (кривая *1*). Наиболее распространенным способом изменения рабочего режима вихревого насоса является регулирование дросселированием, при котором изменение режима осуществляется изменением открытия регулировочной задвижки, установленной на напорном трубопроводе, в результате чего изменяется характеристика сети. Чтобы уменьшить подачу от Q_A до Q_B, надо прикрыть регулировочную задвижку настолько, чтобы характеристика сети прошла через точку B. При уменьшении подачи насоса дросселированием потребляемая мощность возрастает (см. характеристику насоса), поэтому регулирование вихревого насоса экономически невыгодно.

Более выгодным способом регулирования подачи вихревого насоса является регулирование перепуском (рис. 5.6, *б*). Для этого напорный и всасывающий патрубки насоса соединяют свободным трубопроводом с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

установленным на нем регулировочным вентилем. Для уменьшения расхода в установке следует открыть вентиль, благодаря чему часть жидкости, подаваемой насосом, возвращается через отводной трубопровод обратно во всасывающий патрубок, и расход жидкости во внешней сети уменьшается.

Одним из преимуществ регулирования перепуском перед регулированием дросселированием является возможность использования для привода насоса двигателя меньшей мощности. При регулировании перепуском мощность двигателя выбирают по мощности, потребляемой насосом при полностью закрытом перепуске, при дросселировании — по мощности, соответствующей нулевой подаче.

§ 24. Струйные нагнетатели

Устройство и принцип действия струйных аппаратов рассмотрены в гл. 2. В системах теплогазоснабжения и вентиляции они находят довольно широкое применение в виде элеваторов и эжекторов.

Распределение давлений в струйном аппарате показано на рис. 5.7. Изменение полного давления в подающем трубопроводе, камере смешения, диффузоре и в нагнетательном трубопроводе изображено линией *I—а—б—в—г—д—е*. Линия *II—ж—и—к—л* показывает изменение статического давления на этом тракте. Изменение полного и статического давлений во всасывающем трубопроводе показано соответственно линиями *III—м—н* и *IV—о—и*. Повышение полного давления в подсасываемой струе, происходящее в камере смешения, изображено линией *н—г*.

Основными параметрами, характеризующими работу струйного аппарата, являются массовые расходы рабочей и подмешиваемой жидкости — G_1 и G_2, кг/с; полные давления рабочей и подмешиваемой жидкости на входе в аппарат — p_1 и p_2, Па; давление смеси на выходе — p_3, Па. Работу струйного аппарата со стороны развиваемого им давления оценивают отношением перепадов давления $\Delta p_c/\Delta p_p$, где $\Delta p_c = p_3 - p_2$ и $\Delta p_p = p_1 - p_2$. Подачу струйного аппарата принято характеризовать коэффициентом смешения $U = G_2/G_1$.

Уравнение количества движения для струйного аппарата имеет вид

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

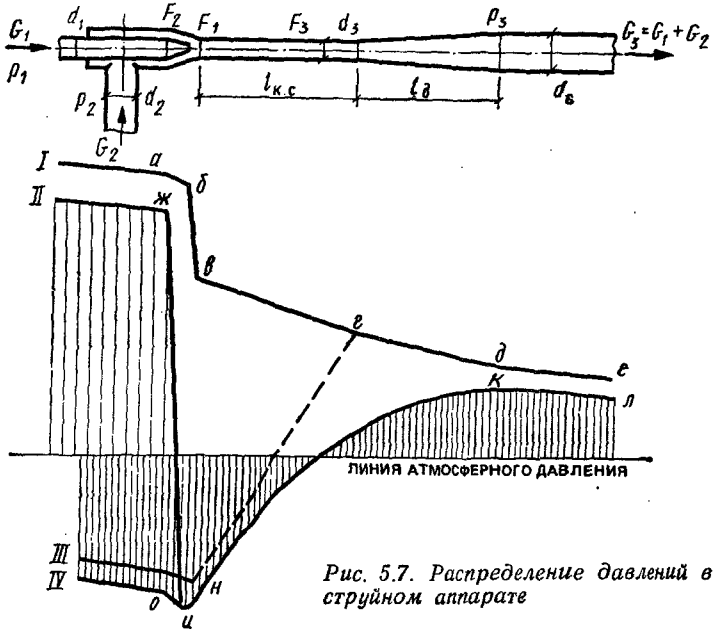


Рис. 5.7. Распределение давлений в струйном аппарате

$$c_1G_1+\varphi_{12}c_2G_2-\varphi_{13}c_3(G_1+G_2)=F_3(p_3-p_к), \qquad (5.3)$$

где c_1, c_2, c_3 — скорости соответственно при выходе из сопла, при входе в камеру смешения и выходе из нее; F_3 — поперечное сечение горловины камеры смешения.

Коэффициенты φ_{12} и φ_{13} учитывают неравномерность полей скоростей во всасывающем коллекторе при входе в камеру смешения и в ее горловине.

Для выходного сечения имеем

$$G_1+G_2=c_3F_3\rho, \qquad (5.4)$$

где ρ — плотность смеси, кг/м^3.

Уравнения (5.3) и (5.4) позволяют выполнить исследование рабочего процесса струйного аппарата и определить оптимальные соотношения между геометрическими размерами его элементов.

Характеристики струйного насоса, приведенные на рис. 5.8, устанавливают зависимость степени повышения давления в насосе от коэффициента смешения U. При любом заданном коэффициенте смешения отношение $\Delta p_с/\Delta p_р$ тем больше, чем меньше площадь попереч-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

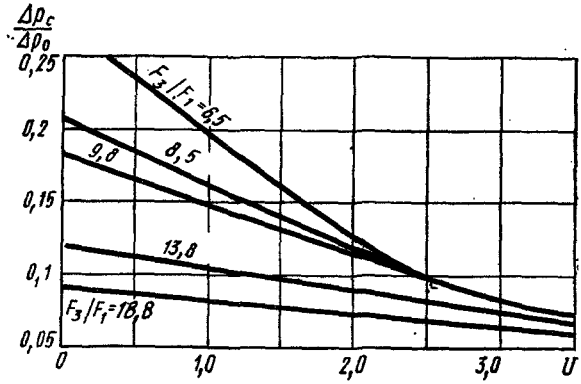


Рис. 5.8. Характеристика струйного насоса

ного сечения камеры смешения F_3 по сравнению с площадью выходного сечения сопла F_1.

Для всех струйных нагнетателей характерно повышение давления, ими развиваемого, при уменьшении коэффициента подмешивания. Максимальное давление создается при $G_2=0$.

Теоретические расчеты и результаты экспериментов позволили установить для струйных насосов следующие оптимальные геометрические соотношения:

$$l_{к.с}=4d_3 \text{ при } U\leqslant 1;$$

$$l_{к.с}=8d_3 \text{ при } U\geqslant 3;$$

$$l_д=(6\div 7)(d_c-d_3);$$

угол раскрытия диффузора при этом составляет $\theta=8\div 10°$.

Статический КПД струйного аппарата может быть определен по формуле

$$\eta_э=\Delta p/p_1,$$

где Δp — полное сопротивление сети, преодолеваемое струйным аппаратом, Па.

П. Н. Каменев установил, что

$$U=(nD-1)/(1-n\cos\alpha_2),$$

где n — отношение скорости подсасывания к скорости смеси; D — отношение скорости выхода потока из сопла к скорости подсасывания; α_2 — угол между осями рабочего и подсасываемого потоков, град.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Тогда

$$\eta_э = \frac{\Delta p\,(nD-1)}{p_1\,(1-n\cos\alpha_2)}. \qquad (5.5)$$

Из анализа формулы (5.5) следует, что максимальных значений КПД достигает при $\alpha_2=0°$ ($\cos\alpha_2=1$). Однако даже в лучших конструкциях струйных аппаратов удается достичь лишь $\alpha_2=26°$ ($\cos\alpha_2=0{,}9$) и, следовательно, $\eta_{э\,max}=34{,}8\%$.

Для подбора струйных насосов для систем отопления составлены номограммы и таблицы, приведенные в справочных руководствах. Зная коэффициент смешения, расход теплоносителя и потери давления в системе отопления, определяют номер элеватора и геометрические размеры его отдельных элементов.

Помимо невысокого КПД существенным недостатком элеваторов является постоянство коэффициента смешения, вследствие чего при регулировании нельзя изменять расход сетевой воды, так как изменение расхода сетевой воды через сопло элеватора приводит к пропорциональному изменению расхода воды в местной системе отопления, т. е. к разрегулировке. В последние годы разработаны конструкции элеваторов с «регулируемым соплом», позволяющие в определенных пределах изменять коэффициент смешения, но широкого распространения они не получили.

В вентиляции струйные аппараты-эжекторы применяют главным образом для удаления воздуха, содержащего взрывоопасные или агрессивные пыли, газы и пары. В зависимости от источника рабочего воздуха эжекторы разделяют на эжекторы *низкого* давления (с вентиляторным побуждением) и эжекторы *высокого* давления (с компрессорным побуждением).

С целью удешевления строительства и эксплуатации установок с вентиляторным побуждением в качестве рабочего воздуха можно использовать наружный воздух без предварительного подогрева его в зимнее время или воздух, удаляемый системами вытяжной механической вентиляции.

И. Н. Лейкин, используя метод расчета, предложенный П. Н. Каменевым, составил типовой ряд эжекторов низкого давления с подачей 1000—12 000 м³/ч при сопротивлении всасывающей сети 50—300 Па и коэффициентом смешения $U=1$. Конструктивные размеры

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

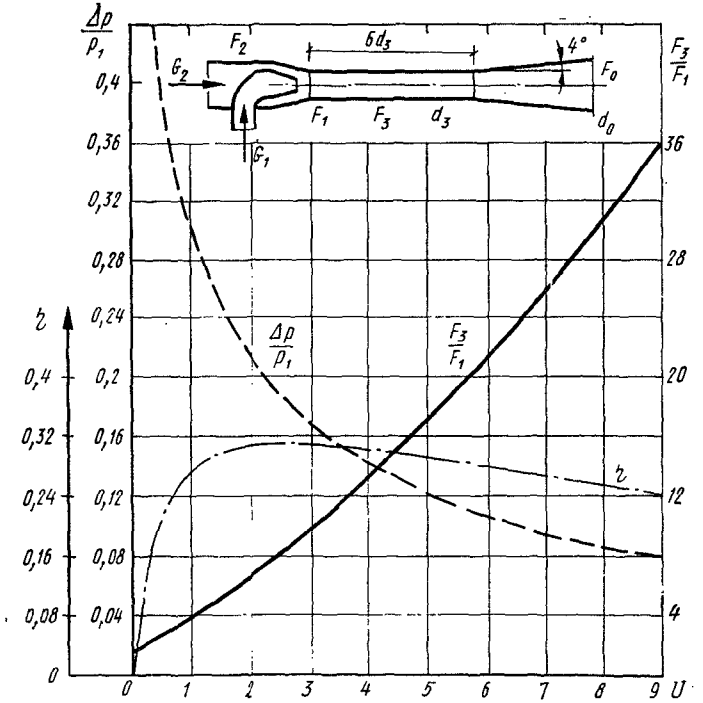


Рис. 5.9. Зависимость относительного давления $\Delta p/p_1$, относительных размеров и η эжектора с диффузором от коэффициента смешения U

этих эжекторов и таблицы для подбора приведены в справочных руководствах.

Если типовые эжекторы не могут быть применены для заданных условий, то основные конструктивные размеры эжекторов можно определить, воспользовавшись зависимостями, предложенными М. М. Гервасьевой (рис. 5.9), которые составлены для эжекторов низкого давления с длиной камеры смешения, равной шести калибрам, углом раскрытия диффузора $\alpha_2=8°$ и отношением $F_3/F_c=0{,}4$.

Зная количество отсасываемого воздуха G_2, давление на выходе из диффузора p_3 и разрежение p_2 в сечении, где расположен насадок, по графику для n_{max} находят отношения F_3/F_1, $\Delta p/p_1$ и коэффициент смешения $U/\Delta p=p_3-p_2$ (p_1 — динамическое давление в выходном

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сечении сопла). Затем определяют расход рабочего воздуха, диаметр сопла d_1 и диаметр камеры смешения d_3. Давление вентилятора, необходимое для подачи эжектирующего (рабочего) воздуха, равно:

$$p_в = p_1 + \Delta p_с - (p_2 + c^2_2 \rho/2),$$

где $\Delta p_с$ — потери давления в воздуховоде, соединяющем вентилятор и сопло, а также в самом сопле.

Эжекторы высокого давления, работающие на сжатом воздухе, применяют для подачи небольших количеств воздуха (до 1000 м³/ч). Здесь скорость выхода воздуха из сопла принимается равной 320 м/с. Диаметр выходного отверстия сопла рассчитывают по формуле

$$d_1 = 0{,}0584 \sqrt{G_1}.$$

Для подбора эжекторов давления можно пользоваться номограммами, составленными И. Н. Лейкиным.

При конструировании эжекторных установок, предназначенных для перемещения агрессивных сред, следует учитывать, что стойкость против коррозии материала, из которого выполнен эжектор, должна быть не ниже, чем у воздуховодов вытяжной системы.

ГЛАВА 6
ПОРШНЕВЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ

§ 25. Поршневые насосы

В отличие от динамических нагнетателей, где силовое воздействие на жидкость происходит в камере, постоянно сообщающейся со входом и выходом, в объемных нагнетателях жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, которая со входом и выходом сообщается попеременно.

Объемным нагнетателем называют гидравлическую машину, преобразующую приложенную к его входному звену (валу) работу внешних сил в механическую энергию потока жидкости.

Заполнение жидкостью рабочей камеры и ее вытеснение происходит в результате увеличения и соответственно уменьшения геометрического объема этих камер. Рабочим органом, непосредственно совершающим рабо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

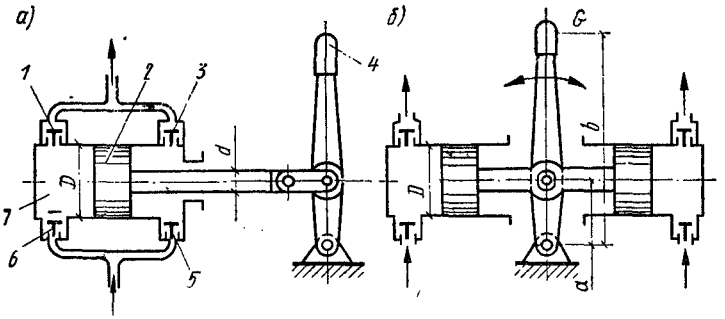


Рис. 6.1. Схемы ручного насоса
а — одноцилиндровый двухстороннего действия; *б* — двухцилиндровый простого действия

ту вытеснения, является вытеснитель — поршень (плунжер), пластины, зубчатое колесо и т. д. Под рабочей камерой нагнетателя понимается ограниченное изолированное пространство, образованное деталями нагнетателя с периодически увеличивающимся и уменьшающимся при работе объемом и попеременно сообщающееся с нагнетательным и всасывающим каналами.

Для выполнения элементарных функций — перекачивания жидкости и обеспечения различных вспомогательных операций в современной технике часто применяют поршиевые насосы с ручиым приводом. На рис. 6.1 приведены схемы таких насосов. Насос состоит из цилиндра *7* и поршня *2,* шток которого связан с приводной ручкой *4.* При качальных движениях ручки поршень совершает возвратно-поступательиые движения в цилиндре *7.* При движении вправо левая рабочая камера цилиндра будет увеличиваться, в результате чего в ней создается вакуум и жидкость через всасывающий клапан *6* иачинает поступать в эту камеру. Одновременно с этим первая полость цилиндра уменьшается, в ней создается избыточное давление, при котором откроется нагиетательный клапаи *3,* в результате чего жидкость будет вытеснена поршнем в нагнетательный трубопровод. При движении поршня влево полости всасывания и нагнетания поменяются местами. В этом случае жидкость будет засасываться в рабочую камеру через клапан *5* и нагнетаться через клапаи *1.* Поскольку часть объема рабочей камеры справа занята штоком, объем жидкости, поступающей в рабочую камеру

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

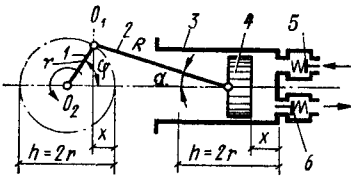


Рис. 6.2. Расчетная схема одноцилиндрового насоса с кривошипно-шатунным приводом поршня

слева, будет больше объема жидкости, поступающей справа.

Расчетная подача жидкости за один ход поршня (при отсутствии утечек) равна объему, описываемому рабочей площадью поршня при его ходе:

вправо

$$q_{\text{п}} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)S;$$

влево

$$q_{\text{л}} = \frac{\pi}{4}D^2 S,$$

где D и d — диаметры соответственно поршня и штока; S — ход поршня.

Подача за одно двойное качание (ход) ручки составит

$$q = \frac{\pi}{2}S(2D^2 - d^2).$$

На рис. 6.1, *б* представлена конструкция двухцилиндрового поршневого насоса, обеспечивающего равные подачи жидкости при движениях ручки в ту и другую стороны. В практике такие насосы применяются для вспомогательных установок давлениями (до 5 МПа) и расходами. Для основных гидроустановок применяют насосы различных конструктивных исполнений с механическим приводом, в качестве которого широко распространен кривошипно-шатунный механизм (рис. 6.2). Возвратно-поступательное движение поршня *4* в цилиндре *3* осуществляется при вращении кривошипа *1* радиусом r вокруг оси O_2 приводного вала в результате шарнирного соединения с шатуном *2*. За каждый оборот кривошипа поршень совершит два хода, из которых один может быть использован для всасывания, а другой — для нагнетания жидкости. Для обеспечения процесса нагнетания и всасывания насос снабжен двумя самодействующими клапанами — всасывающим *5* и нагнетательным *6*.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Подача поршневого насоса простого действия определяется значениями площади поршня $F_п$ и длины его хода S за один оборот кривошипа, а также частотой вращения вала n в единицу времени (обычно в 1 мин)

$$Q=F_пSn. \tag{6.1}$$

Основы теории. Из рис. 6.2 видно, что подача поршневого насоса связана с работой кривошипно-шатунного механизма и является неравномерной. За один оборот кривошипа подача определяется выражением

$$Q=w_пF_п, \tag{6.2}$$

где $w_п$ — скорость движения поршня.

Для определения скорости поршня обратимся к схеме, изображенной на рис. 6.2. При повороте кривошипа *1* на угол φ поршень в цилиндре переместится на величину x

$$x=(r+R)-(r\cos\varphi+R\cos\alpha). \tag{6.3}$$

Скорость движения поршня $w_п$ определится как производная пути x от времени t

$$w_п=dx/dt. \tag{6.4}$$

Таким образом, подставив выражение (6.3) в уравнение (6.4) и учитывая, что $R/r=\sin\alpha/\sin\varphi$, получим

$$w_п=r\left(\sin\varphi+\frac{r}{2R\cos\alpha}\sin r\varphi\right)\frac{d\varphi}{dt}. \tag{6.5}$$

При расчетах часто допускают, что шатун существенно длиннее кривошипа и в этой связи вторым слагаемым правой части выражения (6.5) пренебрегают. Принимая во внимание указанное допущение и имея в виду, что изменение угла поворота кривошипа по времени $d\varphi/dt$ равно угловой скорости вращения кривошипа ω_0, получим

$$w_п=r\omega_0\sin\varphi. \tag{6.6}$$

Подставляя выражение (6.6) для скорости поршня в уравнение (6.2), видим, что подача поршневого насоса

$$Q=F_пr\omega_0\sin\varphi$$

меняется по синусоиде и, следовательно, носит неравномерный характер: процесс нагнетания такого насоса будет чередоваться с процессом всасывания через каждые 180° поворота кривошипа. График подачи такого

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

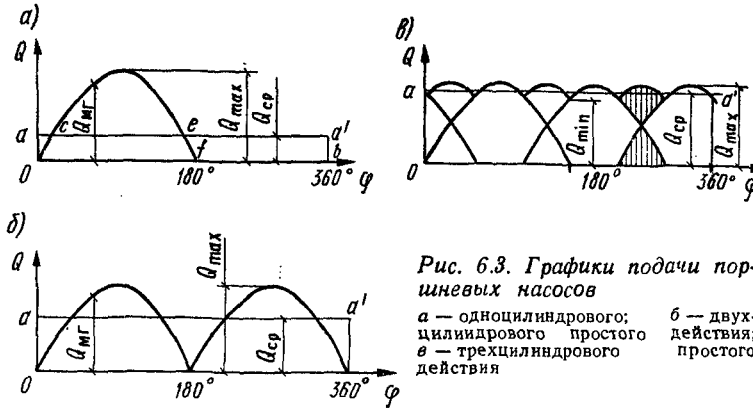


Рис. 6.3. Графики подачи поршневых насосов

а — одноцилиндрового; *б* — двухцилиндрового простого действия; *в* — трехцилиндрового простого действия

насоса показан на рис. 6.3, *а*. Как видно из рисунка, в начале движения кривошипа подача плавно возрастает, достигая максимума при $\varphi=90°$, т. е.

$$Q_{max}=F_{\text{п}}r\omega_0, \tag{6.7}$$

а затем плавно снижается до нуля; при $\varphi=180°$ начинается процесс всасывания.

Среднюю скорость поршня можно определить с помощью теоремы о среднем.

$$w_{\text{ср}}=\frac{r\omega_0}{\pi}\int_0^{\pi}\sin\varphi\,d\varphi=\frac{\omega_0 r}{2\pi}. \tag{6.8}$$

За один оборот кривошипа ($0°\leqslant\varphi\leqslant360°$) средняя подача однопоршневого насоса равна:

$$Q_{\text{ср}}=F_{\text{п}}\omega_{\text{ср}}=\frac{F_{\text{п}}\omega_0 r}{\pi}. \tag{6.9}$$

Отношение $a=Q_{max}/Q_{\text{ср}}$ характеризует неравномерность подачи. Как следует из уравнений (6.7) и (6.9), неравномерность подачи однопоршневого насоса простого действия равна: $a=\pi$.

Подобная неравномерность подачи явление весьма нежелательное, а в некоторых случаях недопустимое. Поэтому применяются различные методы выравнивания подачи. Одним из распространенных методов является использование насосов многократного действия. Если выполнить цилиндр по схеме, представленной на рис. 6.4, *а*, то получим насос двойного действия, в кото-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ром за один оборот приводного вала происходят два хода всасывания и два хода нагнетания. График изменения подачи такого насоса представлен на рис. 6.3, *б*. Средняя теоретическая подача одноцилиндрового насоса двойного действия с кривошипно-шатунным приводом

$$Q=2rn(2F-f), \tag{6.10}$$

где f — площадь штока.

Пренебрегая площадью штока, можно вычислить коэффициент неравномерности подачи такого насоса. Если иметь в виду, что $\omega_0=\pi rn/30$, то используя выражения (6.7) и (6.10), получаем $a=\pi/2$.

Для повышения равномерности подачи одноцилиндровых насосов применяют дифференциальные насосы двустороннего действия (рис. 6.4, *б*). Особенностью конструкции такого насоса является наличие двух камер, из которых одна (слева) имеет всасывающий *5* и нагнетательный *1* клапаны, а другая (справа) не имеет клапанов и постоянно сообщается с линией нагнетания. При входе поршня *2* влево жидкость вытесняется через клапан *1* в нагнетательный трубопровод *3* и одновременно заполняет штоковую полость цилиндра. При ходе поршня вправо, клапан *1* закрывается и жидкость в штоковой полости вытесняется в нагнетательный трубопровод *3*; одновременно с этим происходит всасывание жидкости *4* через клапан *5* в левую полость.

В соответствии с этим подача насоса при ходе поршня:

влево

$$Q_1=\frac{\pi D^2}{4}S-\frac{\pi(D^2-d^2)}{4}S;$$

вправо

$$Q_2=\frac{\pi(D^2-d^2)}{4}S.$$

При условии $\pi D^2/4=2\pi d^2/4$ или $D^2=2d^2$ подача как при прямом, так и обратном ходе будет

$$Q_1=Q_2=\pi d^2S/4.$$

Весьма эффективным способом выравнивания подачи является применение трехцилиндрового насоса, поршни которого приводятся в движение от общего коленчатого вала, колена которого расположены под

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

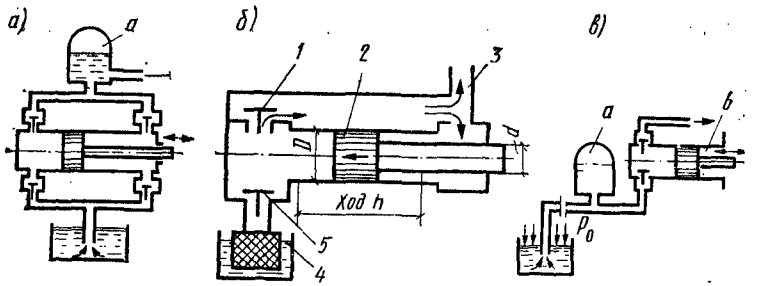


Рис. 6.4. Схемы одноцилиндровых насосов

а — двойного действия с воздушным колпаком на напорной линии; *б* — дифференциального двойного действия; *в* — простого действия с воздушным клапаном на всасывающей линии

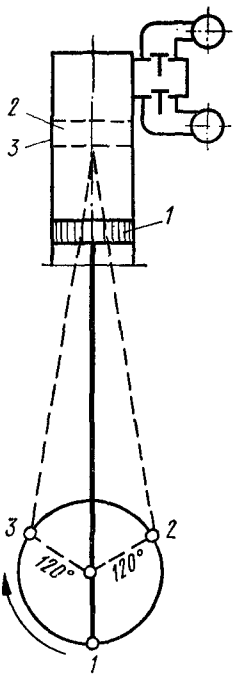


Рис. 6.5. Схема трехцилиндрового насоса простого действия

1 и *2* — положения поршня; *3* — корпус

углом 120° (рис. 6.5). График подачи трехцилиндрового (трехпоршневого) насоса простого действия показан на рис. 6.3, *в*. Коэффициент неравномерности подачи такого насоса $a=1{,}047$.

Применяют также насосы четырехкратного и шестикратного действия, представляющие собой сдвоенные и строенные насосы двустороннего действия.

Другим способом выравнивания подачи поршневых насосов является применение воздушных колпаков,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

устанавливаемых на напорной (рис. 6.4, *а*) и всасывающей (рис. 6.4, *в*) линиях. Применение воздушных колпаков, представляющих собой закрытые резервуары с жидкостью, в верхней части которых находится воздух, связано с использованием упругости газа.

В схеме с колпаком, установленным на нагнетательной линии, жидкость подается насосом не в напорный трубопровод, а в колпак, частично заполненный воздухом, который при повышении давления сжимается, а при уменьшении — расширяется. Максимальному объему воздуха V_{max} в колпаке соответствует минимальный объем жидкости, и наоборот. Таким образом, с изменением объема воздуха от V_{max} до V_{min} воздушный колпак принимает объем жидкости $\Delta V = V_{max} - V_{min}$ при возрастающей подаче и отдает этот объем в напорную линию при убывающей подаче насоса. В соответствии с этим давления в колпаке изменяются от p_{min} до p_{max} и вновь понижаются до p_{min}. Если объем воздуха в колпаке относительно большой, то при уменьшении его на величину ΔV, равную объему аккумулируемой в колпаке жидкости, указанное изменение объема может не сопровождаться заметным изменением давления. Следовательно, при достаточно большом воздушном объеме колпака давление в нем во время работы насоса сохраняется практически постоянным, т. е. жидкость поступает в напорный трубопровод под постоянным напором.

Степень неравномерности давления в колпаке соответствует

$$\delta = (p_{max} - p_{min})/p_{ср}. \qquad (6.11)$$

Очевидно, что чем больше значение δ, тем больше колебания скорости жидкости, вытекающей из колпака в напорный трубопровод. Опыт показал, что при значениях $\delta = 0{,}025$ изменение скорости жидкости настолько незначительно, что им можно пренебречь и движение жидкости считать установившимся.

Аналогичные рассуждения можно привести и применительно к колпаку, установленному на всасывающей стороне, с тем лишь различием, что в этом случае давление в колпаке изменяется по ходу поршня в противоположном порядке.

Расчет колпаков сводится главным образом к определению его размеров, при которых степень неравномерности не превосходит заданного значения.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если допустить, что в воздушном колпаке происходит изотермическое сжатие воздуха, т. е.

$$p_{max}V_{max}=p_{min}V_{min}, \qquad (6.12)$$

то подставляя выражение (6.12) в выражение (6.11), получаем

$$\delta=\Delta V/V_{ср} \text{ или } V_{ср}=\Delta V/\delta.$$

Для колпаков, устанавливаемых на напорном трубопроводе, обычно принимают для насосов:

простого действия

$$V_{ср}=\Delta V/\delta=22F_{п}S;$$

двойного действия

$$V_{ср}=\Delta V/\delta=9F_{п}S;$$

тройного действия

$$V_{ср}=\Delta V/\delta=0{,}5F_{п}S,$$

где $F_{п}$ и S — площадь и ход поршня соответственно.

Для колпаков, установленных на всасывающей линии, можно допустить большую неравномерность давления. Так, при короткой всасывающей трубе и высоте всасывания до 5 м при работе на воде принимают $\delta=0{,}05$. Однако с увеличением длины трубы и повышением высоты всасывания величина δ должна выбираться соответственно меньшей.

Следует заметить, что количество воздуха во всасывающем колпаке с течением времени увеличивается вследствие выделения его из жидкости, а в нагнетательном, наоборот, убывает, вследствие растворения его в жидкости. Поэтому периодически необходимо удалять часть воздуха из колпака, установленного на всасывающей линии, и добавлять его в колпак, установленный на нагнетательной линии.

Высота всасывания. У самовсасывающих насосов (т. е. таких, в которых обеспечивается подъем жидкости во всасывающем трубопроводе) необходимое абсолютное давление во всасывающем патрубке зависит от высоты всасывания $H_{вс}$ и потерь напора во всасывающей магистрали. (При определении потерь следует учитывать и ту часть всасывающего трубопровода, которая находится ниже уровня жидкости.) Рассмотрим схему насосной установки, изображенную на рис. 6.6. Под действием разности атмосферного давления $p_{ат}$, действую-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

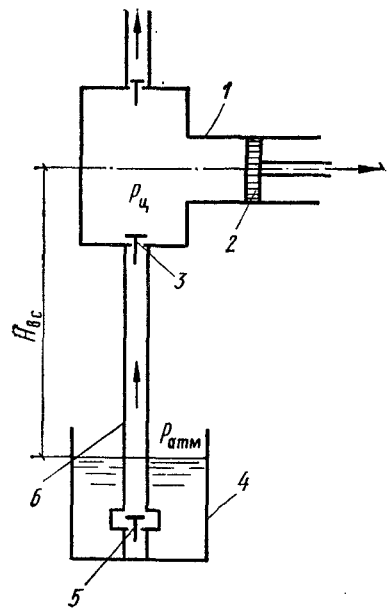


Рис. 6.6. Схема насосной установки с поршневым насосом

щего на свободную поверхность жидкости, находящейся в резервуаре *4*, и переменного давления $p_ц$ в рабочей полости цилиндра *1* при ходе поршня *2* в режиме всасывания жидкость поднимается во всасывающей магистрали *6*, заканчивающейся клапаном *3*, преодолевая гидравлические сопротивления. Если при пуске насос будет перекачивать воздух, то при определенной высоте нагнетания $H_н$ могут создаваться условия, при которых давление вытесняемого из цилиндра воздуха окажется меньшим, чем давление, создаваемое столбом высотой $H_н$. В результате насос не сможет вступить в работу. Для предотвращения этого явления цилиндр насоса и всасывающую трубу перед пуском заполняют перекачиваемой жидкостью, вследствие чего облегчается его запуск, а также исключается работа поршневой группы насоса без жидкости, при которой происходит интенсивный износ уплотнительных и прочих узлов. Для удержания жидкости во всасывающей трубе при неработающем на участке насосе, погруженном в жидкость, устанавливают обычно обратный клапан *5*.

Высота поднятия жидкости $H_{вс}$, отсчитываемая обычно от уровня свободной поверхности резервуара *4* до

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

оси цилиндра, называется вакуумметрической высотой всасывания. Она будет тем выше, чем больше разрежение в пространстве клапанной крышки, создаваемое поршнем. Максимальная высота поднятия жидкости определится равенством нулю давления на свободной поверхности столба

$$H_{вс}^{max} = p_{ат}/\gamma = 10 \text{ м}.$$

На практике такую высоту всасывания получить невозможно, так как при достижении давления насыщенных паров в результате появления газа нарушится сплошность жидкости и произойдет ее отрыв от поршня. Давление насыщенных паров $p_{н.п}$ зависит от вида жидкости и ее температуры.

Как известно, в результате движения жидкости возникают гидравлические сопротивления всасывающей магистрали, а также инерционные потери, обусловленные ускорением поршня и, следовательно, неравномерностью движения жидкости во всасывающей трубе. Величина этих потерь выражается как произведение массы жидкости, движущейся во всасывающей магистрали, на ее ускорение, которое можно принять равным ускорению поршня. Как известно, ускорение поршня — это производная скорости поршня $w_п$ по времени, т. е.

$$I = \frac{dw_т}{dt} = -r\cos\varphi\frac{d^2\psi}{dt^2}$$

или

$$I = -r\cos\varphi\omega_0^2. \qquad (6.13)$$

Угловая скорость вращения кривошипа ω_0, 1/с, связана с частотой вращения кривошипа зависимостью

$$\omega_0 = n\pi/60. \qquad (6.14)$$

Из выражений (6.13) и (6.14) видно, что инерционные потери пропорциональны квадрату частоты вращения привода. Увеличение частоты вращения привода существенно снижает допустимую высоту всасывания, поршневого насоса. Допустимая высота всасывания, например, воды с температурой до 30°С обычно не превышает 5—6 м.

Индикаторная диаграмма насоса. При всасывающем ходе поршня в цилиндре насоса создается разрежение, вследствие чего жидкость под действием разности давления (атмосферного $p_{ат}$ и вакуума в цилиндре $p_{вс.ц}$)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

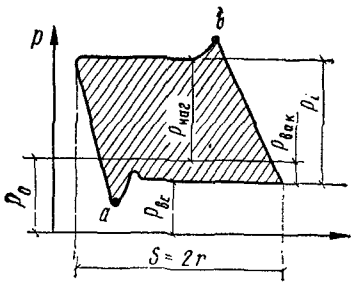


Рис. 6.7. Индикаторная диаграмма работы поршневого насоса

будет следовать за поршнем. При всасывании поршень совершает работу по поднятию столба жидкости во всасывающем трубопроводе на высоту $H_{вс}$, а также по преодолению различных сопротивлений как в трубопроводе, так и в клапанах. При нагнетании поршень, достигая давления p, совершает работу по поднятию жидкости в напорном трубопроводе на высоту $H_{н}$, и по преодолению сопротивлений в напорной магистрали.

На рис. 6.7 показана индикаторная диаграмма работы поршневого насоса простого действия. В начале всасывания (точка a) и в конце нагнетания (точка b) наблюдаются колебания давлений, обусловленные инерционностью жидкости.

Полное давление, определяющее работу, совершаемую поршнем за один оборот вала (заштрихованная площадь), называется индикаторным давлением p_i и определяется выражением

$$p_i = p_{вак} + p_{наг}.$$

В соответствии с этим мощность, передаваемая жидкости от приводного вала через поршень и называемая индикаторной мощностью N_i, определится выражением

$$N_i = p_i F_{п} S n / 60. \qquad (6.15)$$

Для насосов двойного и многократного действия индикаторная мощность вычисляется как сумма индикаторных мощностей, определенных для насоса простого действия.

Мощность $N_{в}$, подводимая к валу насоса, больше индикаторной мощности на величину механических потерь, вызванных работой сил трения. Таким образом, механический КПД

$$\eta_{м} = N_i / N_{в}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

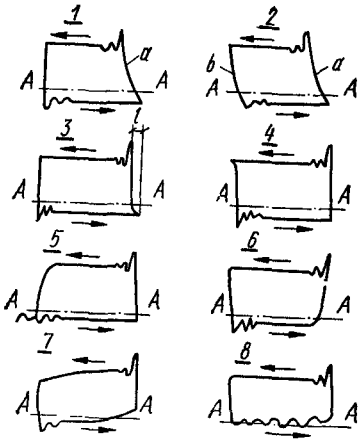


Рис. 6.8. Искаженные индикаторные диаграммы

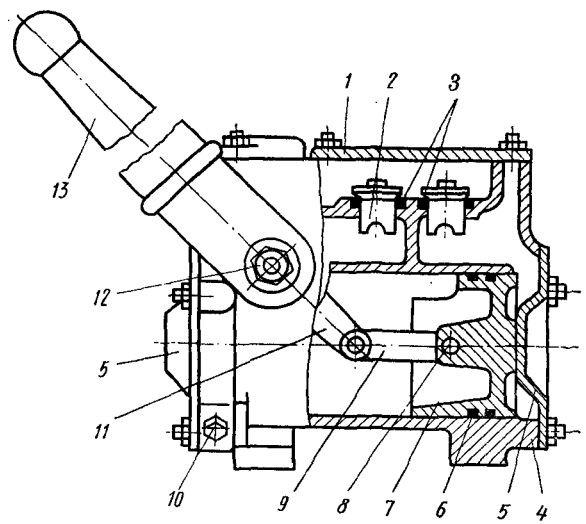


Рис. 6.9. Разрез ручного одноцилиндрового поршневого насоса двойного действия

1 — верхняя крышка; *2* — всасывающий и нагнетательный клапан; *3* — седло; *4* — корпус; *5* — боковые крышки; *6* — поршневые кольца; *7* — поршень; *8* — пальцы; *9* — стяжки; *10* — пробки; *11* — кривошип; *12* — вал насоса; *13* — рукоятка

никами, в которых насосы сгруппированы по конструктивному принципу и по назначению.

В настоящем параграфе в качестве примеров рассмотрены наиболее характерные конструкции насосов.

На рис. 6.9 показан разрез ручного одноцилиндрового поршневого насоса двойного действия Р.1,6—2,0, предназначенного для перекачивания пресной и мор-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

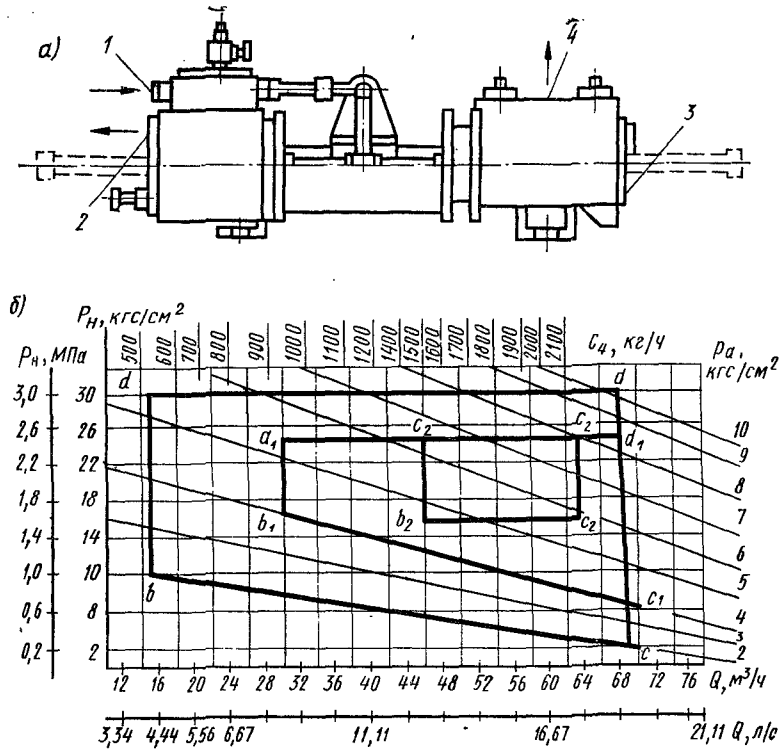


Рис. 6.10. Общий вид (а) и номограмма основных рабочих параметров (б) поршневого парового прямодействующего насоса ПДГ 60/20А

1; 2; 3 и *4* — фланцы соответственно паровпускной, паровыпускной, всасывающий и нагнетательный

ской воды светлых и темных нефтепродуктов с температурой до 70°С и кинематической вязкостью до 10 см²/с. Маркировка насоса означает: Р — ручной, 1,6 — теоретическая подача за один двойной ход, л; 20 — напор, м.

Поршневые паровые прямодействующие насосы, выпускаемые отечественной промышленностью, подразделяются на насосы общепромышленного назначения и нефтяные. Насосы общепромышленного исполнения предназначены для перекачивания пресной воды, темных нефтепродуктов и других жидкостей, сходных с указанными по химической активности, с температурой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

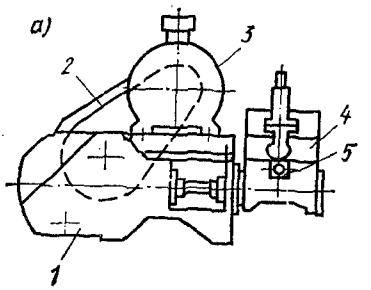
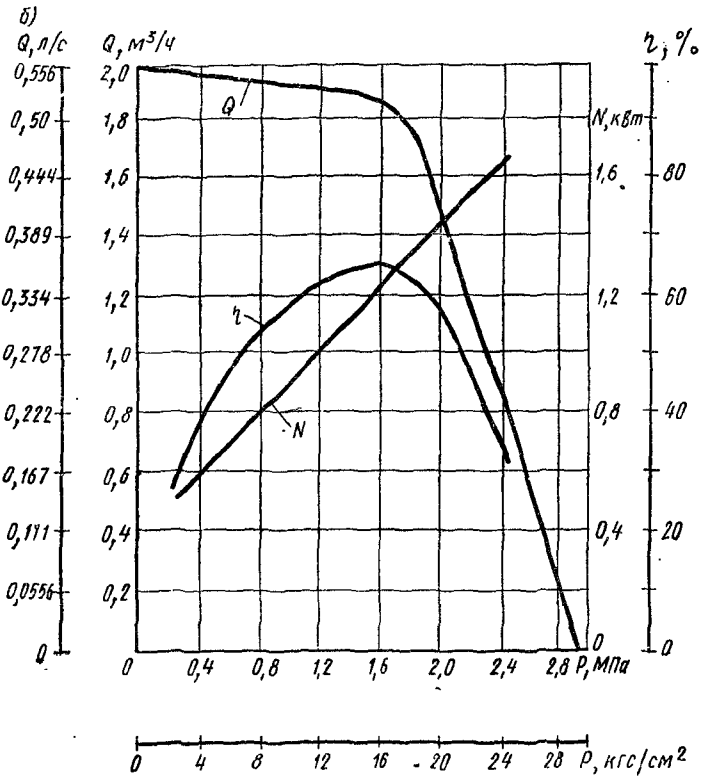


Рис. 6.11. Общий вид (а) и характеристика (б) питательного насоса ПН 1,6/16Б

1 — корпус насоса; *2* — ремень; *3* — электродвигатель; *4* — коробка клапанная; *5* — всасывающий патрубок



до 105°С и кинематической вязкостью до 8 см²/с. Они обеспечивают регулирование подачи или давления на выходе от 25 до 110% номинальных значений путем изменения числа двойных ходов и давления пара на входе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Насосы состоят из паровой и гидравлической частей. Каждый насос включает в себя два гидравлических и два паровых цилиндра, поршни которых жестко связаны между собой. В паровые цилиндры, являющиеся приводными (силовыми), с помощью золотникового распределителя подводится свежий пар и отводится отработавший. Свежий пар, поступая попеременно в рабочую полость паровых цилиндров, приводит в движение паровые поршни. Одновременно с движением парового поршня начинает двигаться и жестко связанный с ним гидравлический поршень.

На рис. 6.10, *а* показан общий вид поршневого парового прямодействующего насоса ПДГ 60/20А и дается номограмма основных рабочих параметров (рис. 6.10, *б*) этого насоса. Маркировка насоса означает: ПДГ — прямодействующий, двухпоршневой, горизонтальный; 60 — номинальная подача, м³/ч; 20 — номинальное давление на выходе, ат; А — модернизация.

Отечественной промышленностью выпускаются электронасосные питательные агрегаты типа ПН. На рис. 6.11, *а* показан общий вид насоса ПН 1,6/16Б, а на рис. 6.11, *б* приведена его характеристика. В состав электронасосного агрегата входят: двухпоршневой горизонтальный насос двустороннего действия и электродвигатель. Привод от электродвигателя к насосу осуществляется с помощью клиноременной передачи. Маркировка насоса означает: ПН — питательный насосный агрегат; 1,6 — подача, м³/ч; 16 — давление на выходе из насоса, ат; Б — модернизация.

§ 26. Поршневые компрессоры

По принципу действия (т. е. по способу сообщения энергии) компрессоры разделяют на объемные и динамические.

В *объемных* компрессорах давление газа повышается вследствие уменьшения пространства, в котором находится газ; в идеальном случае это пространство является абсолютно герметичным и никаких утечек в процессе повышения давления не происходит. К объемным компрессорам относятся поршневые, мембранные и роторные. Последние в свою очередь подразделяются на пластические, жидкостно-кольцевые и винтовые.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

К *динамическим* относятся центробежные и осевые компрессоры. В них давление повышается при непрерывном движении газа через проточную часть машины за счет энергии, которую сообщают частичкам газа лопатки вращающегося ротора. При этом кинетическая энергия преобразуется в работу сил давления.

Все компрессоры независимо от принципа действия подразделяются по основным эксплуатационным параметрам — давлению и подаче. Компрессоры, сжимающие газ до избыточного давления 0,2—1,0 МПа, называют компрессорами низкого давления, до давления 1,0—10,0 МПа — среднего и до давления 10—100 МПа— компрессорами высокого давления.

К компрессорам предъявляются в основном такие же требования, как и ко всем другим изделиям машиностроения. Компрессор должен быть надежным и экономичным в эксплуатации, прост в монтаже и обслуживании, технологичен в изготовлении; показатели, характеризующие его металлоемкость и энергопотребление, должны быть минимально возможными. Очевидно, что обеспечить в равной степени выполнение всех этих требований в одной конструкции практически невозможно. Поэтому каждый тип компрессора имеет свои достоинства и недостатки по сравнению с другими, и выбор типа и конструкции зависит от конкретных условий.

У поршневых компрессоров проблемы достижения высоких давлений не существует. Но для повышения подачи необходимо увеличивать размеры цилиндра и всех других узлов компрессора. При этом увеличивается масса узлов, совершающих возвратно-поступательное движение, и соответственно действующие на них силы инерции. Поэтому при увеличении габаритов поршневых компрессоров приходится снижать скорость движения поршня.

На рис. 6.12 представлена схема поршневого компрессора простого действия. В цилиндре расположен поршень, который под действием кривошипно-шатунного механизма совершает возвратно-поступательное движение. На крыше цилиндра расположены всасывающий и нагнетательный клапаны. Всасывающий клапан открывается в сторону поршня, а нагнетательный в сторону нагнетательного трубопровода. Оба клапана составляют механизм распределения, регулирующий поступление газа в цилиндр и подачу его из цилиндра в нагнетательный трубопровод.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

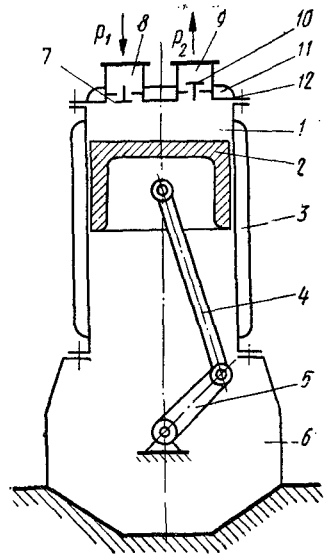


Рис. 6.12. Схема вертикального одноступенчатого компрессора простого (одностороннего) действия

1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — рубашка для охлаждения цилиндра; *4* — шатун; *5* — кривошип коленчатого вала; *6* — станина — картер; *7* — всасывающий клапан; *8* — всасывающий патрубок; *9* — нагнетательный патрубок; *10* — нагнетательный клапан; *11* — рубашка для охлаждения крышки; *12* — крышка цилиндра

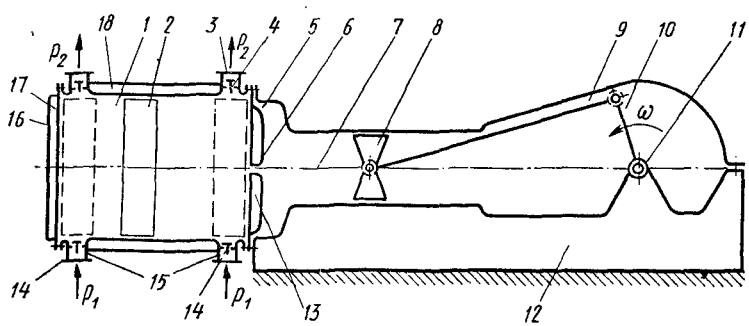


Рис. 6.13. Схема горизонтального одноступенчатого компрессора двойного действия

1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — нагнетательный патрубок; *4* — нагнетательный клапан; *5* — задняя крышка цилиндра; *6* — сальник; *7* — шток; *8* — крейцкопф; *9* — шатун; *10* — кривошип коленчатого вала; *11* — коленчатый вал; *12* — станина; *13* — рубашка для охлаждения задней крышки; *14* — всасывающий патрубок; *15* — всасывающие клапаны; *16* — передняя крышка цилиндра; *17* — рубашка передней крышки; *18* — рубашка для охлаждения цилиндра

При движении поршня вниз давление в пространстве между цилиндром и поршнем становится меньше, чем во всасывающем патрубке, всасывающий клапан открывается и газ попадает в цилиндр. Когда поршень дости-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

гает крайнего нижнего положения, давление в цилиндре и всасывающем трубопроводе практически выравнивается и клапан под действием пружины прижимается к седлу и перекрывает отверстие, соединяющее полость цилиндра со всасывающим трубопроводом. В течение всего периода всасывания отверстие нагнетательного клапана закрыто.

При движении поршня вверх происходит сжатие газа, находящегося в цилиндре, и когда давление его станет больше давления в нагнетательном трубопроводе, нагнетательный клапан откроется и газ вытолкнется из цилиндра. Процессы всасывания и нагнетания, совершаемые за один оборот коленчатого вала, составляют полный цикл работы компрессора.

Компрессор описанной выше конструкции называется одноступенчатым компрессором простого действия. Очевидным недостатком такого компрессора является то, что его поршень имеет одну рабочую сторону, и полезная работа совершается только при движении поршня в одном направлении.

Более экономичной и производительной является конструкция компрессора так называемого двойного действия (рис. 6.13). Компрессор двойного действия работает следующим образом. Когда поршень движется вправо, в левой части цилиндра создается разрежение и газ через левый всасывающий клапан поступает в цилиндр. В это же время в правой части цилиндра происходит сжатие газа, вошедшего в рабочее пространство в предыдущем цикле, и выталкивание его через правый нагнетательный клапан в нагнетательный трубопровод. При движении поршня влево всасывание происходит через правый всасывающий клапан, а выталкивание сжатого газа — через левый нагнетательный клапан. В этом случае обе стороны поршня являются рабочими.

Компрессоры простого и двойного действия могут иметь один или несколько цилиндров. Компрессор, который имеет несколько цилиндров, работающих параллельно и выталкивающих сжатый газ в один и тот же нагнетательный коллектор, называется многоцилиндровым одноступенчатым компрессором.

Если в компрессоре несколько цилиндров работают последовательно, т. е. сжатый воздух из одного цилиндра поступает для дальнейшего сжатия в следую-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щий, то такой компрессор называется многоступенчатым. Если же в каждой рабочей полости компрессора давление повышается от давления во всасывающей полости до давления в нагнетательном трубопроводе то независимо от числа цилиндров и рабочих полостей такой компрессор является одноступенчатым.

Рассмотрим работу механизма движения компрессора, под действием которого поршень совершает возвратно-поступательное движение (см. рис. 6.13). Шатун служит для передачи движения от кривошипа коленчатого вала, при этом вращательное движение вала преобразуется в возвратно-поступательное.

Крейцкопф — деталь, скользящая в прямолинейных направляющих, жестко связанная со штоком и шарнирно с шатуном. Крейцкопф передает продольное усиление на шток, а поперечное — на направляющие. В бескрейцкопфных компрессорах движение от вала поршню передается шатуном. Шток служит для соединения поршня с крейцкопфом.

Основы теории. Как известно, компрессоры предназначены для сообщения дополнительной энергии движущемуся газу. Это происходит вследствие того, что газ в рабочем пространстве поршневого компрессора сжимается под действием движущегося поршня. Дополнительной энергии передается газу ровно столько, сколько затрачивается работы на сжатие газа. Процесс сжатия — расширения газа в компрессоре принято изображать в диаграммах чаще всего в координатах p—v (p — давление газа, v — удельный объем).

Рассмотрим теоретический процесс работы поршневого компрессора, изображенного на рис. 6.14. Поршень П из крайне правого положения (на p—v-диаграмме точка *1*) начинает двигаться влево. Всасывающий (выпускной) клапан В мгновенно закрывается и начинается процесс сжатия газа в рабочем пространстве компрессора. Этот процесс, который на диаграмме происходит вдоль линии *1—2*, характеризуется уменьшением объема рабочего пространства и возрастанием давления газа. Когда поршень достигает положения *2*, давление газа в рабочем пространстве компрессора становится равным давлению в напорном трубопроводе p_2. В этом случае открывается выпускной (нагнетательный) клапан Н и происходит выталкивание газа из рабочего пространства компрессора в напорный трубопровод. На

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

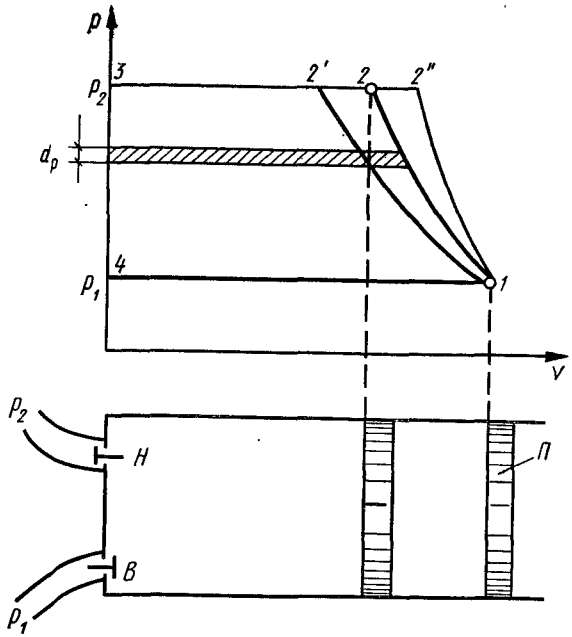


Рис. 6.14. Теоретическая диаграмма работы поршневого компрессора

p—v-диаграмме этот процесс изображен линией *2—3*. Точка *3* соответствует крайне левому положению поршня. Поскольку мы рассматриваем теоретический цикл, то исходим из предположения, что весь газ, находящийся в рабочем пространстве компрессора, выталкивается в напорный трубопровод. В этом случае как только начинается обратное движение поршня (вправо), происходит мгновенное уменьшение давления до значения p_1 и открывается впускной клапан В. Этот процесс на *p—v*-диаграмме соответствует линии *3—4*. По мере перемещения поршня вправо происходит процесс всасывания газа, т. е. процесс заполнения газом рабочего пространства компрессора, который на *p—v*-диаграмме изображается линией *4—1*. Полученная диаграмма называется теоретической диаграммой работы поршневого компрессора.

Как видно из диаграммы, процесс всасывания и нагнетания происходит при постоянном давлении, а в про-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

цессе сжатия меняется и давление, и объем. Известно, что при сжатии газ нагревается и температура его повышается. Если при этом газ не обменивается теплотой с окружающей средой, то такое сжатие называется адиабатическим и связь между давлением и объемом определяется выражением

$$pv^k = \text{const}, \tag{6.16}$$

где k — показатель адиабаты.

В том случае, когда теплота нагретого от сжатия газа отбирается, можно создать условия, при которых газ будет сжиматься при постоянной температуре. Такой процесс сжатия называется изотермическим, а связь между удельным объемом и давлением определяется выражением

$$pv = \text{const}. \tag{6.17}$$

Если в процессе сжатия отбирается не вся теплота, то такой термодинамический процесс называется политропическим и связь между давлением и удельным объемом определяется выражением

$$pv^n = \text{const},$$

где показатель политропы n находится в пределах

$$1 \leqslant n \leqslant k,$$

Если считать, что кривая *1—2* на p—v-диаграмме соответствует политропическому процессу сжатия, то кривая *1—2′* отражает изотермический процесс, а кривая *1—2″* — адиабатический.

Из курса термодинамики известно, что работа, затрачиваемая в компрессоре на сжатие газа и его перемещение, равна произведению объема на изменение давления, т. е.

$$dA = v\,dp. \tag{6.18}$$

На p—v-диаграмме это произведение изображается заштрихованной площадью. Если иметь в виду, что процесс сжатия газа в компрессоре происходит от p_1 до p_2, то работа, затрачиваемая в компрессоре на изотермическое сжатие, определится площадью фигуры *1—2—3—4* и может быть рассчитана на основе выражений (6.17) и (6.18)

$$A_{из} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \tag{6.19}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

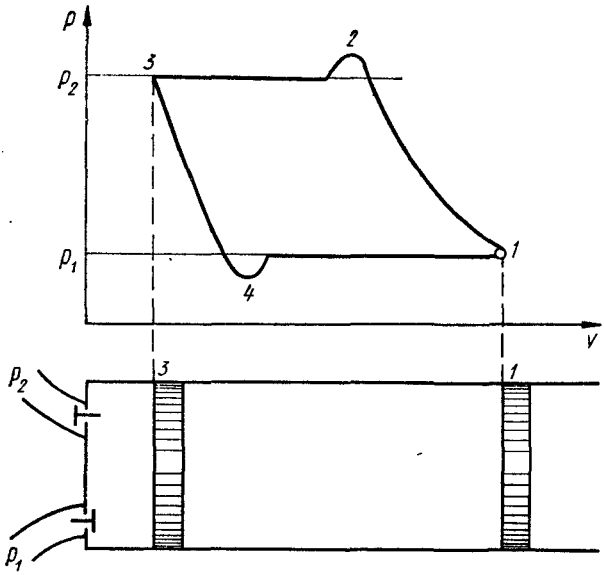


Рис. 6.15. Индикаторная диаграмма работы поршневого компрессора

Работа, затрачиваемая в компрессоре на адиабатическое сжатие, определится площадью фигуры *1—2″—3—4* и может быть рассчитана на основе выражений (6.16) и (6.18)

$$A_{ад} = p_1 v_1 \frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (6.20)$$

Работа, затрачиваемая в компрессоре на политропическое сжатие, определится площадью фигуры *1—2—3—4* и рассчитана быть не может, так как для каждого отдельного случая показатель политропы зависит от температуры газа, находящегося в компрессоре.

Как видно из *p—v*-диаграммы, минимальная работа, затрачиваемая на сжатие газа в компрессоре, соответствует изотермическому процессу, который следует реализовать с помощью различных охлаждающих устройств.

Действительная индикаторная диаграмма отличается тем, что при ее построении не был учтен ряд особенно-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стей, вызванных конструктивными элементами. Чтобы понять их влияние, построим индикаторную диаграмму в тех же $p—v$ координатах. Пусть, как и прежде, поршень расположен в крайнем правом положении *1* (рис. 6.15) и в рабочем пространстве цилиндра находится газ под давлением p_1. При движении поршня влево газ начнет сжиматься, но при достижении давления p_2 нагнетательный клапан не откроется. Для открытия клапана необходимо создать несколько большее давление, чтобы преодолеть его инерцию покоя (линия *1—2*).

После открытия клапана давление в рабочем пространстве компрессора выравнивается и газ выталкивается поршнем в напорный трубопровод. На $p—v$-диаграмме это соответствует линии *2—3*. Однако весь газ вытолкнуть из рабочего цилиндра невозможно, так как поршень не может вплотную подойти к крышке, где находятся клапаны. Поэтому часть газа останется в цилиндре. Объем, занятый этим газом, оставшимся под давлением нагнетателя p_2, называется объемом «вредного» пространства. Этот объем действительно вреден, так как он мешает полному использованию рабочего пространства компрессора. Точка *3* соответствует крайне левому положению поршня. При движении поршня вправо газ, находящийся во вредном пространстве, должен расшириться, чтобы давление стало несколько ниже, чем давление во всасывающем трубопроводе (линия *3—4*). После открытия клапана давление выравнивается и всасывание газа происходит при постоянном давлении p_1. Полученная замкнутая кривая *1—2—3—4* на $p—v$-диаграмме называется индикаторной диаграммой поршневого компрессора. Площадь этой диаграммы определяют экспериментально с помощью индикатора.

Вредное пространство. Наличие вредного пространства приводит к уменьшению объема всасываемого газа, так как всасывание новой порции газа начинается не в начале обратного хода поршня, а в конце процесса расширения объема газа, оставшегося во вредном пространстве. Таким образом, объем всасываемого газа $v_{вс}$ всегда меньше рабочего объема цилиндра $v_р$. Отношение объема всасываемого газа к рабочему объему цилиндра называется объемным КПД λ_0:

$$\lambda_0 = V_{вс}/V_р. \qquad (6.21)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

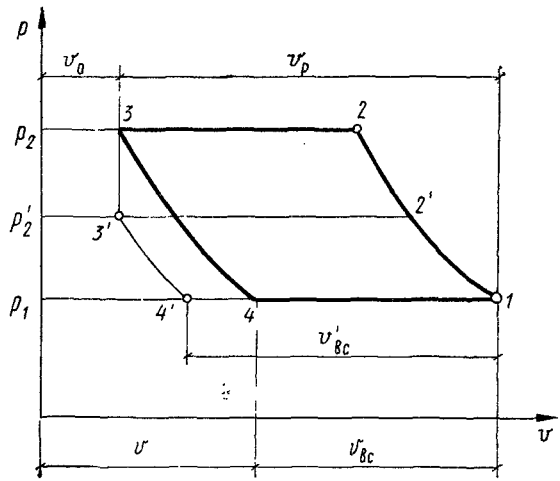


Рис. 6.16. Учет вредного пространства при работе поршневого компрессора

Для оценки объемного КПД обратимся к рис. 6.16, из которого очевидным является следующее равенство:

$$V_0+V_p=V+V_{вс}, \qquad (6.22)$$

где V_0 — объем вредного пространства; V — объем расширившегося газа.

Из выражения (6.22) получаем

$$V_{вс}=V_p-V+V_0,$$

откуда выражение для λ_0 будет иметь вид

$$\lambda_0=1-\frac{V_0}{V_p}\left(\frac{V}{V_0}-1\right).$$

Отношение $V_0/V_p=a$ называется относительным объемом вредного пространства.

При адиабатическом процессе сжатия газа в компрессоре связь между объемом и давлением определится из уравнения адиабаты

$$p_2V^k_0=p_1V^k,$$

откуда

$$V/V_0=(p_2/p_1)^{1/k}.$$

Отношение $p_2/p_1=\varepsilon$ называется степенью сжатия газа в компрессоре. Таким образом, для λ_0 можно записать

$$\lambda_0=1-a(\varepsilon^{1/k}-1). \qquad (6.23)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Как видно из выражения (6.23), значение λ_0 тем больше, чем меньше степень сжатия. Действительно, если посмотреть на диаграмму, изображенную на рис. 6.16, то можно видеть, что при уменьшении ε, т. е. при $p'_2 < p_2$, сжатие закончится в точке *2'*, выталкивание газа из компрессора закончится в точке *3'* и после расширения газа, занимающего мертвый объем, всасывание начнется из точки *4'*. Как видно из диаграммы, для рассмотренного случая объем всасываемого газа $V'_{вс}$ больше, чем для предыдущего

$$V'_{вс} > V_{вс}.$$

Если же увеличить степень сжатия, то объем всасываемого газа уменьшится. Итак, объем всасываемого газа, вычисленный на основе выражений (6.21) и (6.23), составит

$$V_{вс} = \lambda_0 V_p = [1 - a(\varepsilon^{1/k} - 1)] V_p.$$

Однако действительный объем газа, подаваемый компрессором, будет еще меньше. Это объясняется двумя причинами:

1. При всасывании газ, приходя в соприкосновение с горячими поверхностями клапанов стенок цилиндра и поршня, нагревается (и, следовательно, расширяется).

2. Цилиндр компрессора не герметичен (утечки могут возникнуть через клапаны, сальники, между поршневыми кольцами и внутренней поверхностью цилиндра).

Первое из указанных обстоятельств учитывают, вводя термический коэффициент $\lambda_т$, второе — коэффициент герметичности $\lambda_г$.

Произведение

$$\lambda_0 \lambda_т \lambda_г = \lambda \qquad (6.24)$$

называют коэффициентом подачи.

Подача. Теоретическая объемная подача поршневого компрессора простого действия определяется произведением площади поршня на ход поршня S и частоту вращения привода n

$$Q_т = \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n}{60},$$

где D — диаметр поршня.

Действительную подачу можно определить из выражения

$$Q = \lambda Q_т,$$

где λ — коэффициент подачи, определяемый выражением (6.25).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

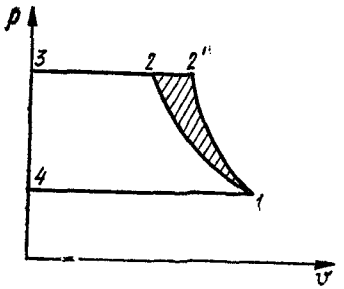


Рис. 6.17. К определению адиабатического и изотермического КПД компрессора

Массовая подача равна:

$$M=\rho_1 Q=Q/v_1,$$

где ρ_1 — плотность всасываемого газа.

КПД компрессора. Вся работа компрессора расходуется не только на сжатие газа, но и на преодоление сопротивления, вызванного наличием трения, т. е. действительная работа

$$A=A_{ад}+A_{тр}.$$

Если обратиться к диаграмме, представленной на рис. 6.17, то случай отсутствия потерь на трение $A_{тр}=0$ является идеальным при работе компрессора без охлаждения. При этом чем лучше работает компрессор, тем ближе значение A к значению $A_{ад}$.

Допустим, что кривая *1—2* на *p—v*-диаграмме—адиабата. Поскольку в действительности часть работы затрачивается на преодоление трения, это излишняя работа на *p—v*-диаграмме изобразится дополнительной площадью *1—2—2'*. Отношение $A_{ад}/A$ называется *адиабатическим КПД* и равняется

$$\eta_{ад}=\frac{A_{ад}}{A}=\frac{p_1 v_1 \frac{k}{k-1}\left[(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]}{A}. \qquad (6.25)$$

Обычно $\eta_{ад}=0{,}7\div 0{,}9$.

Аналогичные рассуждения можно провести для случая изотермического сжатия, т. е. когда имеется полный отвод теплоты от нагретого газа. Допустим, что кривая *1—2* на *p—v*-диаграмме является изотермой. Если же всю теплоту отвести не удается, то процесс из изотермического превращения в политропический и дополнительная работа, затрачиваемая в компрессоре, опре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

делится площадью *1—2—2′*. Коэффициент полезного действия, получаемый из сравнения с идеальным изотермическим циклом, называется изотермическим КПД и определяется из равенства

$$\eta_{из} = \frac{A_{из}}{A} = \frac{p_1 v_1 \ln (p_2/p_1)}{A}. \qquad (6.26)$$

Обычно $\eta_{из}=0{,}65 \div 0{,}75$.

Мощность. Если числитель и знаменатель в выражениях (6.25) и (6.26) умножить на массовую подачу, то придем к понятию мощности. Действительно, $A_{ад}$ и $A_{из}$ — это удельная адиабатическая и изотермическая работа соответственно, т. е. работа, совершаемая над единицей массы газа и имеющая размерность Дж/кг. Умножая удельную работу на массовую подачу, кг/с, получаем мощность, Дж/(с·Вт). Таким образом,

$$N_{ад} = MA_{ад}; \qquad (6.27)$$

$$N_{из} = MA_{из}. \qquad (6.28)$$

Выражение

$$N_i = MA \qquad (6.29)$$

называется индикаторной мощностью, так как A равняется площади индикаторной диаграммы.

Действительно, потребляемая мощность компрессора или мощность на валу $N_в$ больше индикаторной мощности N_i вследствие механических потерь, которые возникают при трении в подшипниках и других трущихся подвижных элементах компрессора.

Отношение

$$N_i/N_в = \eta_м \qquad (6.30)$$

называется механическим КПД компрессора; $\eta_м = 0{,}85 \div 0{,}90$.

Учитывая выражения (6.25)—(6.30), имеем

$$\eta_{из} = N_{из}/N_i; \ \eta_{ад} = N_{ад}/N_i.$$

Таким образом, общий, например изотермический, КПД компрессора

$$\eta = N_{из}/N_в = N_{из}\eta_м/N_i = \eta_{из}\eta_м.$$

Многоступенчатое сжатие. В современных компрессорах процесс сжатия происходит в течение столь короткого промежутка времени, что его в большинстве случаев можно считать адиабатическим. Основываясь на этом допущении, оценим увеличение температуры газа,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сжимаемого адиабатически. Для этого воспользуемся двумя уравнениями термодинамики:

состояния

$$pv = RT;$$

адиабаты

$$pv^k = \text{const}.$$

Пусть при давлении p_1 газ имеет температуру, равную T_1. Найдем значение температуры газа T_2, если он будет подвергнут сжатию до давления p_2. Из выражения (6.16) имеем

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

или

$$v_1/v_2 = (p_2/p_1)^{1/k}. \qquad (6.31)$$

Используя уравнение состояния, легко получить

$$v_1/v_2 = (T_1/T_2)\,(p_2/p_1). \qquad (6.32)$$

Решая совместно выражения (6.31) и (6.32), получаем

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (6.33)$$

Пусть в компрессоре сжимается воздух, всасываемый из атмосферы ($p_1 = 1$ ат) при $t_1 = 20°C$ до $p_2 = 4$ ат. Известно, что для воздуха показатель адиабаты $k = 1{,}41$. Тогда, воспользовавшись выражением (6.33), получаем

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{0{,}286} = (273+20)\,(4/1)^{0{,}286} = 433{,}6 \text{ K}.$$

Таким образом,

$$t_2 = T_2 - 273 = 160{,}6 \,°C$$

Так как компрессорные смазочные масла имеют температуру вспышки 220—260°С, то большая степень сжатия является опасной. Поэтому во избежание чрезмерного нагрева воздуха в компрессоре процесс сжатия разбивают на ряд ступеней. При этом на первой ступени сжимают газ от p_1 до p_2, на второй — от p_2 до p_3 и т. д. Между отдельными ступенями устраивают холодильники, в которых температура воздуха понижается при перетекании его из одной ступени в другую (рис. 6.18).

Многоступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением между ступенями приближает рабочий процесс к изотермическому. Это, кроме того, приводит к экономии мощности. Для иллюстрации рассмотрим теоретический процесс трехступенчатого сжатия газа с промежуточным охлаждением (рис. 6.19) на p—v-диаграмме.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

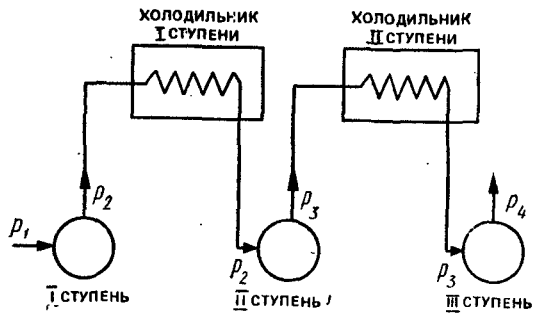


Рис. 6.18. Установка холодильных камер между ступенями компрессора

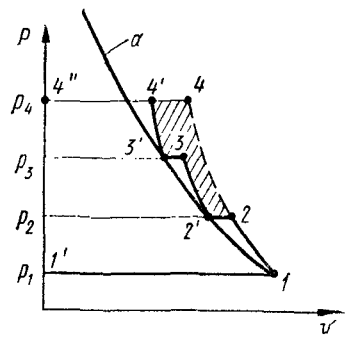


Рис. 6.19. Многоступенчатое сжатие на p—v диаграмме

Если компрессор сжимает газ от давления p_1 до давления p_4 на первой ступени, то диаграмма такого адиабатического сжатия представляется линией *1—4—4″—1′*. Пусть теперь на первой ступени газ сжимается по адиабате от p_1 до p_2 (линия *1—2*). При охлаждении газа в холодильнике температура его уменьшается и точка *2* переместится на исходную изотерму (точка *2′*). Сжатие газа на второй ступени происходит по адиабате *2′—3* от p_2 до p_3. В холодильнике между второй и третьей ступенью газ охлаждается до начальной температуры (линия *3—3′*) и выталкивается в третью ступень, где происходит аналогичное адиабатическое сжатие от p_3 до p_4 (линия *3′—4′*). Диаграмма такого трехступенчатого сжатия определится фигурой, ограниченной линиями *1—2—2′—3—3′—4′—4″—1′*. Сравнивая диаграммы одноступенчатого и трехступенчатого сжатия, можно видеть уменьшение работы сжатия в последнем случае на величину, определяемую площадью заштрихованной фигуры. Таким образом, разбивка давления по ступеням имеет энергетическую целесообразность.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

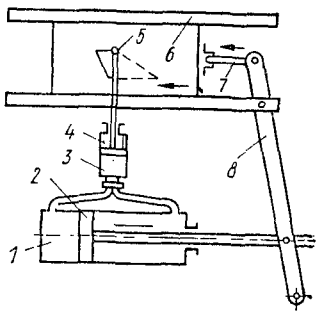


Рис. 6.20. Схема индикатора

Достижение в одном цилиндре высоких давлений, помимо эксплуатационных неудобств, приводит к низким изотермическим КПД компрессора.

Зависимость числа ступеней Z_0 от заданной степени сжатия $\varepsilon = p_2/p_1$ представлена ниже:

ε	1—6	6—30	30—100	100—150	более 150
Z_0	1	2	4	5	6 и более

В многоступенчатых компрессорах с числом ступеней Z_0 при одинаковой работе каждой ступени изотермическая мощность определится выражением

$$N_{из} = \left(p_1 v_1 M \ln \frac{p_2}{p_1}\right) Z_0.$$

Мощность на валу

$$N_в = N_{из}/\eta_{из}\eta_м.$$

Если работа каждой ступени многоступенчатого компрессора неодинакова, то мощность компрессора определяется как сумма мощностей отдельных ступеней.

Для анализа реального рабочего процесса, происходящего в компрессоре, используют индикаторные диаграммы, получаемые от работающей машины с помощью специального прибора, называемого индикатором (рис. 6.20). Индикатор *3* состоит из цилиндра и поршня с укрепленным на нем штоком, пружины *4*, направляющих *6*, тяги *7* и рычага *8*. На конце штока поршня индикатора насажен штифт *5* с карандашом.

Как видно из схемы, перемещение поршня индикатора *3* будет пропорционально давлению газа в цилиндре *1* компрессора. При перемещении диаграммы в направляющих *6* под действием рычага *8* и тяги *7*, связанных с поршнем *2* компрессора, обеспечивается гра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

фическая взаимосвязь между давлением в цилиндре компрессора и его перемещением. В результате замкнутая кривая, аналогичная той, которая показана на рис. 6.15, и характеризующая ход рабочего процесса в компрессоре. Эту кривую называют индикаторной диаграммой. С ее помощью можно определить действительную подачу Q, потребляемую мощность и неисправность компрессора.

Для определения потребляемой мощности с помощью планиметра измеряют площадь индикаторной диаграммы. Разделив площадь на длину диаграммы, получают среднее индикаторное давление компрессора.

Для выполнения указанных расчетов необходимо знать масштаб пружины индикатора, т. е. величину перемещения штифта при изменении давления на одну единицу. Эти данные, а также данные о максимальном давлении, на котором может работать пружина, приводятся заводом-изготовителем в паспорте прибора.

Схема поршневых компрессоров зависит от его назначения, условий эксплуатации, производительности, конечного давления, числа ступеней и распределения давления между ними. От схемы в значительной степени зависят габариты, масса и динамическая уравновешенность машины.

Схема компрессора характеризуется следующими основными элементами: числом ступеней, кратностью подачи, расположением осей цилиндров, расположением цилиндров, конструкцией механизма движения.

По расположению осей цилиндров компрессоры можно разделить на три основные группы: вертикальные, горизонтальные и угловые.

В вертикальных компрессорах элементы поршневого уплотнения работают в лучших условиях, чем в горизонтальных. Это объясняется тем, что смазка, поступающая в цилиндр, равномерно распределяется по всей рабочей поверхности, а попадающие вместе с ней или газом твердые частицы оседают в основном не на цилиндрической, а на торцевой поверхности поршня, которая не соприкасается с внутренней поверхностью цилиндра. Вследствие этого вертикальные компрессоры имеют меньший износ и лучшую герметичность уплотнений.

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в вертикальных компрессорах действуют на фун-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

дамент вертикально. Это повышает устойчивость машины и позволяет устраивать более легкие фундаменты. Отмеченные преимущества позволяют делать вертикальные компрессоры быстроходными.

Горизонтальные компрессоры лишены преимуществ вертикальных машин, однако их обслуживание более удобно.

Наиболее совершенными в отношении динамической устойчивости являются угловые компрессоры. Их можно выполнять высокооборотными на менее тяжелых фундаментах.

Перечисленные особенности поршневых компрессоров предопределяют в основном области их практического применения. Вертикальная схема наиболее целесообразна для высокооборотных компрессоров с малым числом ступеней. Горизонтальная схема применяется в основном для относительно тихоходных стационарных компрессоров большой производительности. Угловая схема часто применяется для передвижных компрессорных установок.

По числу рядов цилиндров компрессоры подразделяются на однорядные и многорядные. Число рядов цилиндров в компрессоре определяется в основном расположением осей цилиндров, число ступеней — производительностью и давлением, развиваемым машиной.

Основное преимущество однорядных компрессоров заключается в их простоте. Многорядные горизонтальные компрессоры выполняются в большинстве случаев по однорядной или двухрядной схеме. Компрессоры, имеющие более пяти ступеней, выполняются, как правило, двухрядными.

Регулирование поршневых компрессоров. В тех случаях когда в компрессорах происходит сжатие газа, как правило, требуется поддерживать его постоянное давление в сети, оптимальное для данных условий.

Как следует из основного газового закона, постоянство давления может быть обеспечено, если масса нагнетаемого газа будет соответствовать массовому расходу. Таким образом, при эксплуатации поршневых компрессоров регулирование давления сводится к регулированию подачи.

На практике применяют следующие способы регулирования поршневых компрессоров: периодические оста-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

новки компрессора, изменения частоты вращения привода, присоединение дополнительного вредного пространства, дросселирование на всосе, отжим клапанов.

Наиболее простым и экономичным способом являются периодические остановки компрессора. Но применение этого способа возможно только тогда, когда подача компрессора существенно больше расхода газа. В этом случае при работе компрессора происходит повышение давления и накапливание его в системе. При приближении давления к допустимому значению компрессор останавливают и расход газа обеспечивается снижением давления и запаса его в системе. Когда давление снизится до минимально допустимого, производится включение компрессора. Остановка и включение компрессора производятся автоматически по командам датчиков давления.

Несмотря на простоту и экономичность, этот способ имеет серьезные недостатки: из-за частых остановок и пусков происходит интенсивный износ деталей компрессора и в первую очередь механизма движения. В пусковой период резко увеличивается мощность, потребляемая электродвигателем, что нарушает нормальную работу системы энергоснабжения предприятия.

Достаточно совершенным является способ регулирования подачи компрессорам путем изменения частоты вращения привода. При этом способе обеспечивается плавное изменение подачи, он не требует изменения конструкции компрессора, КПД компрессорной установки практически не снижается. Но возможности применения описываемого способа довольно ограничены. Его можно использовать для установок с приводом от двигателя внутреннего сгорания, паровых или газовых турбин, а также для электродвигателя постоянного тока. При использовании наиболее распространенного привода от асинхронного трехфазного электродвигателя регулирование подачи изменением частоты вращения привода не применяется.

Как следует из выражения (6.23), объемный КПД λ_0 компрессора уменьшается с увеличением объема вредного пространства. Следствием этого является уменьшение подачи поршневого компрессора, так как на стадии всасывания газ, сжатый во вредном пространстве до давления нагнетания, расширяется и занимает часть полезного объема цилиндра. При значительном увеличении

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

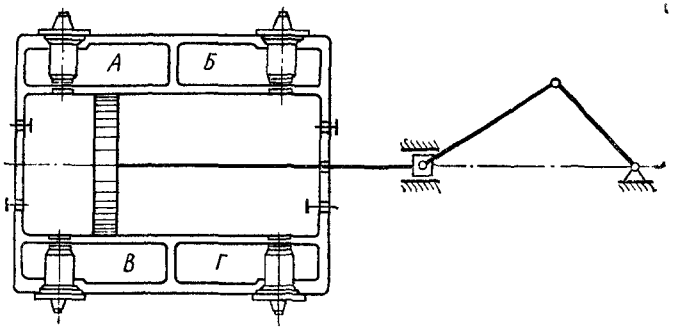


Рис. 6.21. Схема конструкции компрессора с полостями дополнительного мертвого пространства, расположенными в корпусе цилиндра

объема вредного пространства подачу компрессора можно снизить практически до нуля.

На рис. 6.21 изображена принципиальная схема присоединения вредных пространств *А—Б—В—Г* к цилиндру компрессора двойного действия. Присоединение каждого из мертвых пространств уменьшает подачу машины на 25%. Подключение дополнительных вредных пространств производится автоматически при повышении давления в сети.

Для подтверждения обратимся к индикаторной диаграмме поршневого компрессора, изображенной на рис. 6.22. При нормальной работе компрессора, соответствующей полной его подаче, теоретическая диаграмма процесса определится на чертеже площадью фигуры *1—2—3—4*. Если добавить в работу компрессора объем вредного пространства, т. е. вместо V_0 имеем V'_0, то точка *3* переместится в положение *3'* и расширение этого объема завершится в точке *4'*. Объем всасываемого газа, равный $V'_{вс}$, определится расстоянием на диаграмме между точками *4'—1*.

Наиболее простым способом регулирования подачи является дросселирование на всасывании. При плавном дросселировании задвижкой подача компрессора будет изменяться также плавно от максимальной при полностью открытой задвижке до нулевой при ее закрытии.

Уменьшение объема всасываемого газа $V'_{вс}$ в связи с уменьшением давления всасывания с p_1 до p'_1 показано на диаграмме, изображенной на рис. 6.23.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

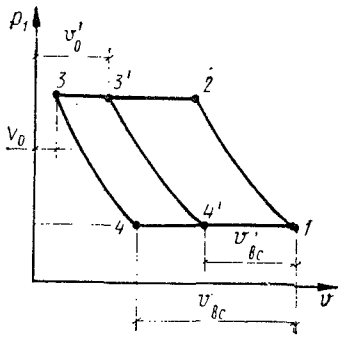


Рис. 6.22. Индикаторная диаграмма компрессора с дополнительным включением вредного пространства

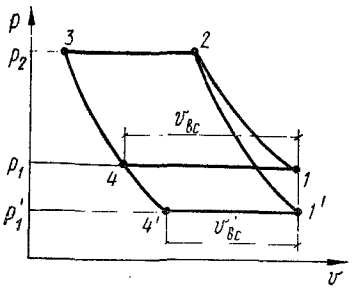


Рис. 6.23. Индикаторная диаграмма компрессора при дросселировании всасываемого газа

Способ регулирования подачи отжимом всасывающих клапанов заключается в том, что часть газа из рабочей полости цилиндра перепускается во всасывающий патрубок вследствие того, что в период нагнетания закрытию самодействующих клапанов препятствует различными устройствами. В этом случае газ, поступивший в цилиндр, при обратном ходе поршня будет вытеснен из цилиндра через тот же всасывающий клапан.

ГЛАВА 7
РОТОРНЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ

§ 27. Роторные насосы

В отличие от поршневых вытеснение жидкости в роторных нагнетателях происходит из рабочих камер, совершающих вращательное движение. Вытеснители этих нагнетателей совершают вместе с ротором вращательное движение. Вытеснение жидкости производится либо в результате вращательного, либо вращательного и возвратно-поступательного движения вытеснителей.

В соответствии со сказанным роторной гидромашиной называют машину, у которой подвижные элементы, образующие рабочую камеру, совершают вращательное движение. Рабочая камера роторного нагнетателя ограничивается поверхностью статора, ротора и вытеснителя.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По характеру движения рабочих органов роторные нагнетатели бывают роторно-вращательными и роторно-поступательными. К первым относятся такие нагнетатели, в которых вытеснители вместе с ротором совершают вращательное движение. К этому классу нагнетателей относятся зубчатые (шестерные) и винтовые. В зубчатых нагнетателях рабочие камеры вместе с жидкостью перемещаются в плоскости, перпендикулярной оси вращения ротора, а в винтовых — вдоль оси вращения.

К возвратно-поступательным относятся такие нагнетатели, в которых вытеснители, вращаясь вместе с ротором, одновременно совершают возвратно-поступательные движения. К этому классу нагнетателей относятся шиберные (пластинчатые) и роторно-поршневые (радиальные и аксиальные). В роторно-поршневых нагнетателях вытеснителями обычно служат поршни или плунжеры, которые располагаются либо радиально (их перемещение направлено вдоль радиуса вращения ротора), либо аксиально (их перемещение направлено параллельно оси вращения ротора). Все роторно-поступательные нагнетатели могут выполняться как регулируемыми, т. е. с изменяемым объемом рабочей камеры, так и нерегулируемыми. Все роторно-вращательные нагнетатели выполняются нерегулируемыми.

Отличительной особенностью роторных нагнетателей является отсутствие всасывающих и напорных клапанов. Это объясняется тем, что в роторных нагнетателях рабочий орган захватывает в полости всасывания некоторый объем жидкости, который перемещается вместе с рабочим органом к полости нагнетания, куда жидкость вытесняется под действием некоторого давления. В соответствии с этим основными параметрами роторных нагнетателей являются: рабочий объем V_0, подача Q, давление нагнетания p, крутящий момент M, мощность N, а также объемный η_0 и механический $\eta_м$ КПД.

Зависимость подачи Q нагнетателя от давления p при всех прочих равных условиях (частоте вращения ротора, температуре, вязкости жидкости и т. д.) называют характеристикой нагнетателя.

Рабочий объем роторного нагнетателя выражается через объем одной рабочей камеры v_0 и число рабочих камер Z_0

$$V_0 = v_0 Z_0.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Тогда теоретическая минутная подача роторного нагнетателя при частоте вращения ротора n определится

$$Q_т = V_0 n. \quad (7.1)$$

Действительная подача Q роторного нагнетателя меньше теоретической $Q_т$ вследствие наличия в реальных нагнетателях объемных потерь. Объемные потери ΔQ (утечки) делятся на действительные $\Delta Q_д$ и условные $\Delta Q_у$. Действительные объемные потери возникают под действием перепада давления в результате утечки жидкости через зазоры в уплотнениях из рабочей полости в нерабочую. Опыт показывает, что действительные утечки пропорциональны перепаду давления в нагнетателе. Условные объемные потери вызваны неполным заполнением рабочих камер жидкостью при проходе их через зону всасывания. Основными причинами этого явления считают недостаточный напор (малое давление) на входе в нагнетатель и большое сопротивление всасывающих каналов, подводящих жидкость к распределительным окнам, а также сопротивление в распределительных окнах и в самих цилиндрах.

При работе роторных насосов сопротивление всасывающей линии может привести в зависимости от значения абсолютного давления к появлению кавитации, что приводит к разрыву потока. Такой режим работы насоса особенно реален при высокой частоте вращения. Действительно, при увеличении частоты вращения ротора возрастает количество жидкости, проходящей через подводящие каналы и узел распределения (распределительные окна), и, следовательно, увеличиваются потери напора. Количественное сравнение действительных утечек жидкости с условными показывает, что последние могут составить до 75% всех объемных потерь.

Объемные потери учитываются объемным КПД η_0 и выражаются в виде зависимости

$$Q = Q_т \eta_0 = V_0 n \eta_0 \quad (7.2)$$

Теоретическую (индикаторную) мощность роторного нагнетателя $N_т$ определяют как произведение теоретической подачи $Q_т$ на давление, развиваемое нагнетателем:

$$N_т = Q_т p = V_0 n p. \quad (7.3)$$

В этом случае теоретический (индикаторный) момент на валу нагнетателя $M_т$ при угловой скорости вращения ω_0 равен:

$$M_т = \omega_0 N_т.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

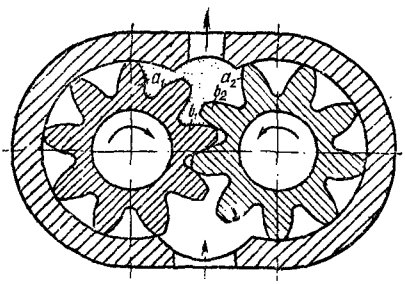


Рис. 7.1. Схема шестеренного насоса с шестернями внешнего зацепления

Работа роторных нагнетателей всегда сопровождается потерей энергии (или мощности) на трение механических частей, а также на преодоление вязкостного и инерционного сопротивления жидкости в каналах машины. Эти механические потери мощности характеризуются механическим КПД $\eta_м$, который равен отношению теоретической (индикаторной) мощности к мощности, подведенной к машине и называемой приводной мощностью на валу $N_{пр}$. В этом случае

$$N_{пр} = N_т/\eta_м;\ M_{пр} = M_т/\eta_м,$$

где $M_{пр} = N_{пр}\omega_0$ — приводной момент на валу.

Используя выражения (7.2) и (7.3), получаем для приводной мощности

$$N_{пр} = Qp/\eta_0\eta_м = N_п\eta,$$

где $N_п = Qp$ — полезная мощность нагнетателя; $\eta = \eta_0\eta_м$ — КПД нагнетателя.

Неравномерность подачи роторных нагнетателей оценивается коэффициентом неравномерности

$$a = (Q_{max} - Q_{min})/Q_{ср},$$

где Q_{max}, Q_{min}, $Q_{ср}$ — максимальная, минимальная и средняя подача соответственно.

Шестеренные насосы являются одним из старейших представителей роторных гидромашин с вытеснителями в виде зубчатых колес (рис. 7.1). По характеру процесса вытесиения эти насосы относятся к классу роторно-вращательных машин, где вытесняемая жидкость, двигаясь в плоскости, перпендикулярной оси вращения, переносится из всасывающей полости в нагнетательную полость насоса. Вытеснители при этом совершают лишь вращательное движение.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Шестеренные насосы выполняются с шестерными внутреннего и внешнего зацепления. Наиболее распространенным типом шестеренного насоса является насос с шестернями внешнего зацепления. Такой насос состоит из пары зацепляющихся одинаковых цилиндрических шестерен — ведущей и ведомой, помещенных в плотно охватывающий их корпус, называемый статором. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из полости всасывания в полость нагнетания (отмечена штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями a_1, $b_1 > b_2$, a_2. Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют большой объем жидкости, чем тот, который может поместиться в пространстве, освобождаемом зубьями b_1 и b_2, находящимися в зацеплении. Разность объемов жидкости, находящейся под давлением p_2, вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Шестеренные насосы с шестернями внешнего зацепления просты по конструкции и надежны, имеют малые габариты и массу. Чаще всего применяются насосы, состоящие из пары прямозубых шестерен 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 применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Подача каждой последующей ступени этих насосов меньше подачи предыдущей. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет перепускной клапан, отрегулированный на соответствующее максимально допустимое давление. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно 10 МПа (100 а) и реже 20 МПа (200 а).

Для приближенного расчета минутной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями можно пользоваться формулой

$$Q = \eta_0 \pi A (D_г - A) b n,$$

где η_0 — объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления и давления насоса и принимаемый равным 0,7—0,95; A — расстояние между центрами шестерен, равное диаметру начальной окружности D; $D_г$ — диаметр окружности головок зубьев; b — ширина шестерен; n — частота вращения ротора, об/мин.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

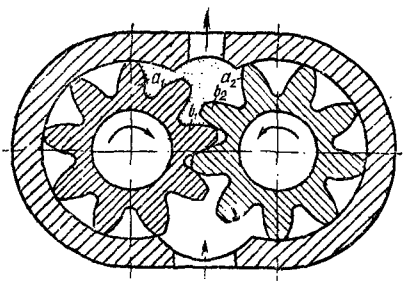


Рис. 7.1. Схема шестеренного насоса с шестернями внешнего зацепления

Работа роторных нагнетателей всегда сопровождается потерей энергии (или мощности) на трение механических частей, а также на преодоление вязкостного и инерционного сопротивления жидкости в каналах машины. Эти механические потери мощности характеризуются механическим КПД $\eta_м$, который равен отношению теоретической (индикаторной) мощности к мощности, подведенной к машине и называемой приводной мощностью на валу $N_{пр}$. В этом случае

$$N_{пр} = N_т/\eta_м;\ M_{пр} = M_т/\eta_м,$$

где $M_{пр} = N_{пр}\omega_0$ — приводной момент на валу.

Используя выражения (7.2) и (7.3), получаем для приводной мощности

$$N_{пр} = Qp/\eta_0\eta_м = N_п\eta,$$

где $N_п = Qp$ — полезная мощность нагнетателя; $\eta = \eta_0\eta_м$ — КПД нагнетателя.

Неравномерность подачи роторных нагнетателей оценивается коэффициентом неравномерности

$$a = (Q_{max} - Q_{min})/Q_{ср},$$

где Q_{max}, Q_{min}, $Q_{ср}$ — максимальная, минимальная и средняя подача соответственно.

Шестеренные насосы являются одним из старейших представителей роторных гидромашин с вытеснителями в виде зубчатых колес (рис. 7.1). По характеру процесса вытесиения эти насосы относятся к классу роторно-вращательных машин, где вытесняемая жидкость, двигаясь в плоскости, перпендикулярной оси вращения, переносится из всасывающей полости в нагнетательную полость насоса. Вытеснители при этом совершают лишь вращательное движение.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Шестеренные насосы выполняются с шестерными внутреннего и внешнего зацепления. Наиболее распространенным типом шестеренного насоса является насос с шестернями внешнего зацепления. Такой насос состоит из пары зацепляющихся одинаковых цилиндрических шестерен — ведущей и ведомой, помещенных в плотно охватывающий их корпус, называемый статором. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится из полости всасывания в полость нагнетания (отмечена штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями a_1, $b_1 > b_2$, a_2. Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют большой объем жидкости, чем тот, который может поместиться в пространстве, освобождаемом зубьями b_1 и b_2, находящимися в зацеплении. Разность объемов жидкости, находящейся под давлением p_2, вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Шестеренные насосы с шестернями внешнего зацепления просты по конструкции и надежны, имеют малые габариты и массу. Чаще всего применяются насосы, состоящие из пары прямозубых шестерен 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 применяют многоступенчатые шестеренные насосы. Подача каждой последующей ступени этих насосов меньше подачи предыдущей. Для отвода излишка жидкости каждая ступень имеет перепускной клапан, отрегулированный на соответствующее максимально допустимое давление. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно 10 МПа (100 а) и реже 20 МПа (200 а).

Для приближенного расчета минутной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями можно пользоваться формулой

$$Q = \eta_0 \pi A (D_r - A) b n,$$

где η_0 — объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления и давления насоса и принимаемый равным 0,7—0,95; A — расстояние между центрами шестерен, равное диаметру начальной окружности D; D_r — диаметр окружности головок зубьев; b — ширина шестерен; n — частота вращения ротора, об/мин.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

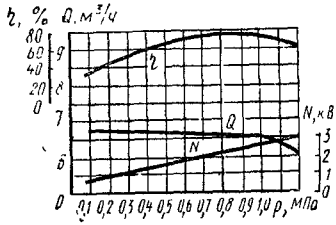
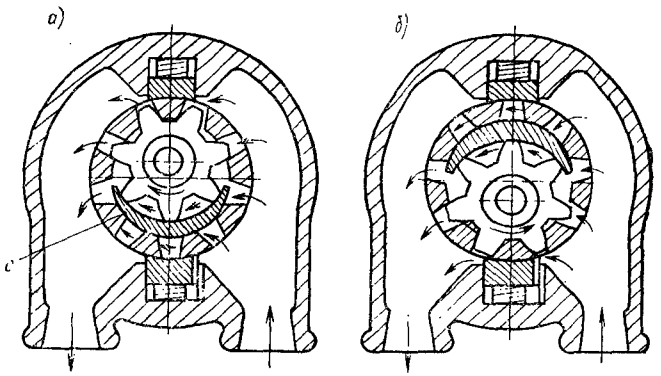


Рис. 7.2. Характеристика шестеренного насоса ШГ 8-25А при n = 1430 об/мин

Рис. 7.3. Шестеренный насос с шестернями внутреннего зацепления



На рис. 7.2 в качестве примера приведена характеристика шестеренного насоса марки ШГ 8-25А при $n = 1430$ об/мин.

Шестеренные насосы с шестернями внутреннего зацепления (рис. 7.3) применяют при небольших давлениях (до 7 МПа). Они отличаются компактностью и малыми габаритами по сравнению с насосами внешнего зацепления. При той же подаче жидкость, заполняющая межзубовые впадины шестерен, переносится в полость нагнетания, где выдавливается через радиальные сверления в донышках впадин внешней (кольцевой) шестерни. Ведущей шестерней является шестерня с внутренними зубьями, связанная с приводным валом. Эта шестерня посажена на своей внешней поверхности в подшипник скольжения. Для отделения полостей всасывания и нагнетания в насосах, представленных на рис. 7.3, применен серпообразный разделительный элемент *с*. При развороте этого элемента на 180° (рис. 7.3, *б*) происходит реверсирование подачи (на рис. 7.3 направление движения жидкости указано стрелками).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

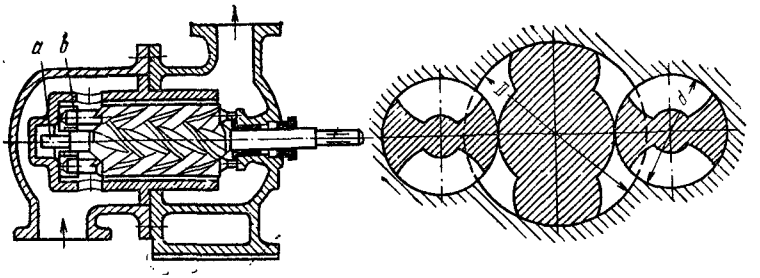


Рис. 7.4. Трехвинтовой насос

Винтовые насосы представляют собой одну или несколько пар зацепляющихся винтов, плотно посаженных в расточки корпуса. Наиболее распространенными являются трехвинтовые насосы (рис. 7.4), имеющие три двухзаходных винта, из которых средний — ведущий, а два других — ведомые. Направление нарезки на ведущем и ведомых винтах противоположное. При вращении винтов их нарезки, взаимно замыкаясь, отсекают во впадинах некоторый объем жидкости и перемещают его вдоль оси к напорному патрубку. Поскольку нарезки винтов, выполняющие в этих насосах роль поршней, движущихся непрерывно в одном направлении, пульсация подачи в насосе практически отсутствует. Для компенсации осевых сил применяют гидравлическую разгрузку, осуществляемую с помощью давления жидкости, подводимой в камеры со стороны торцов *a* и *b* осей винтов.

Винтовые насосы обычно выпускают с винтами циклоидного профиля, благодаря чему обеспечивается более высокая герметичность, чем у этих же насосов, но с винтами иных профилей (прямоугольного и трапецеидального).

Трехвинтовые насосы допускают высокие частоты вращения, доходящие до 18 000 об/мин, и выпускаются на подачу до 15 м^3/мин. Эти насосы имеют высокий КПД (0,8—0,85) и способны развивать давление до 20 МПа.

Расчетная подача трехвинтового насоса при частоте вращения n равна:

$$Q=(F-f)tn,$$

где F — площадь сечения расточек корпуса под винты диаметром D и d; f — площадь сечения винтов (заштрихованная часть); t — шаг винта.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

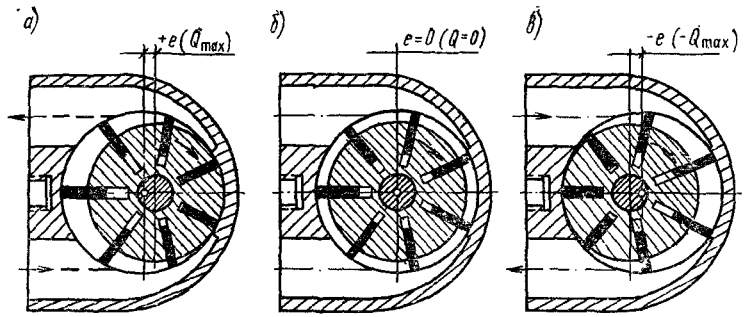


Рис. 7.5. Схема пластинчатого насоса однократного действия

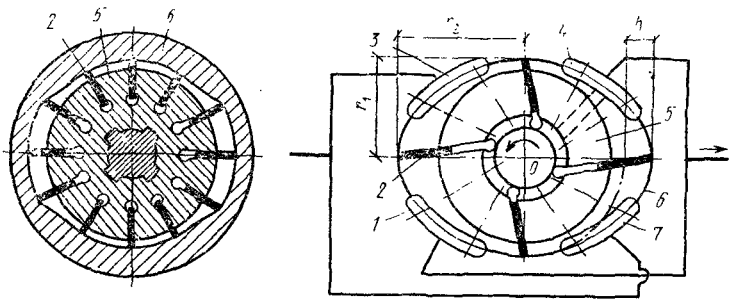


Рис. 7.6. Схемы пластинчатого насоса двойного действия с наклонным (левый рис.) и радиальным (правый рис.) расположением пластин

Характеристики винтовых насосов мало отличаются от характеристик шестеренных.

Шиберные (пластинчатые) насосы относятся к группе машин, в которых вытеснители выполнены в виде пластин (шиберов), помещенных в радиальных прорезях вращающегося ротора, а вытесняемые объемы замыкаются между двумя соседними вытеснителями и поверхностями статора и ротора.

На рис. 7.5 приведена схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса внутренняя поверхность которого имеет цилиндрическую форму, эксцентрично расположен ротор, представляющий собой цилиндр с прорезями (пазами), выполненными либо радиально, либо под небольшим углом к радиусу. В прорезях находятся прямоугольные пластины — вытеснители, которые при вращении ротора со-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вершают относительно него возвратно-поступательное движение. Под действием центробежных сил или специальных устройств пластины прижимаются к внутренней поверхности статора и скользят по ней. При вращении ротора в направлении, указанном стрелкой, жидкость через окно, расположенное на периферии статора, поступает в насос из всасывающего патрубка и через противоположное окно подается в нагнетательный патрубок (окна на рисунке не показаны). Рабочие камеры в насосе ограничены 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, размер которых должен быть несколько больше расстояния между краями двух соседних пластин.

Регулирование рабочего объема и реверс подачи пластинчатого насоса однократного действия осуществляются изменением величин и знака эксцентриситета, для чего необходим специальный механизм, смещающий центральную часть статора относительно ротора. В положении, показанном на рис. 7.5, *а*, насос установлен на максимальный эксцентриситет *е*, что соответствует максимальной подаче Q_{max}; в положении, показанном на рис. 7.5, *б*, значение $e=0$ и $Q=0$; в положении, показанном на рис. 7.5, *в*, максимальный эксцентриситет обратного знака и соответственно максимальная подача противоположного направления.

Описанные выше шиберные насосы одинарного действия в основном применяются для гидросистем, не требующих высоких давлений (до 5 МПа). Недостатком этих машин является трудность герметизации вытеснителей, особенно со стороны торцов, а также большая нагрузка на ось ротора и пластины от сил давления жидкости. Поэтому больше распространены нерегулируемые шиберные насосы двухкратного действия, которые обладают более высоким рабочим объемом и КПД. Благодаря уравновешенности радиальных сил давления жидкости на пластинчатый ротор шиберные насосы выпускаются для работы при давлении до 14 МПа.

Статорное кольцо шиберного насоса двойного действия (рис. 7.6) имеет фасонный профиль. Оно выполнено так, что участки кривой, расположенные между окнами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

питания *1*, *3*, *4* и *7*, прорезанными в боковых крышках насоса, являются дугами кругов, описанных из центра ротора *5*, а участки, приходящиеся на эти окна, плавно сопряжены между собой. При вращении ротора *5* пластины *2* прижимаются к профильной поверхности статора под действием центробежной силы. Из схемы, приведенной на рис. 7.6, видно, что каждая пластина за один оборот ротора нагнетает жидкость 2 раза.

Пазы в роторе, в которых перемещаются пластины, обычно выполняют либо радиальными (рис. 7.6, *а*), либо под углом к радиусу (рис. 7.6, *б*). Наклонное расположение пазов обусловлено тем, что подбором величины угла можно в желаемом направлении изменить действие сил реакции, которая в этом случае будет действовать на пластину так, что силы трения практически не будут вызывать изгибающих напряжений. Таким образом, благодаря наклону пластин улучшаются условия движения их в пазах, однако наклонное их положение исключает возможность реверса насоса. Ввиду этого в реверсивных насосах прорези под шиберы выполняются радиальными.

Для приближенного вычисления подачи насоса можно пользоваться выражением

$$Q = 2\pi n b (r^2_2 - r^2_1).$$

С учетом объема пластин

$$Q = 2b\,n\left[\pi\left(r_2^2 - r_1^2\right) - \frac{(r_2 - r_1)\,SZ_0}{\cos\alpha}\right],$$

где α — угол наклона пластины к радиусу.

Для насосов с радиальным расположением пластин последнее выражение примет вид

$$Q = 2bn[\pi(r^2_2 - r^2_1) - (r_2 - r_1)SZ_0],$$

где b — ширина пластин; S — толщина пластин; Z_0 — число пластин (как правило, кратное четырем).

Радиально-поршневой насос представляет собой гидромашину, у которой оси поршней или плунжеров перпендикулярны оси вращения ротора или составляют с ней углы более 45°. В роторных радиально-поршневых насосах жидкость вытесняется из рабочих камер (цилиндров) в процессе вращательно-поступательного движения вытеснителей (поршней, плунжеров). Кинематической основой этого нагнетателя является представлен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

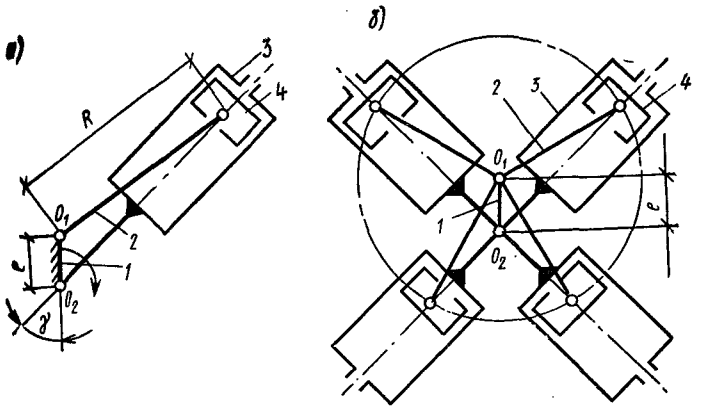


***Рис.** 7.7. Кинематические схемы роторно-поршневых насосов:*
а — кривошипно-шатунный механизм одного звена; *б* — звездообразное расположение четырех цилиндров

ный на рис. 7.7 кривошипно-шатунный механизм, преобразованный так, что неподвижным звеном является кривошип *1*, цилиндр *3* вращается с постоянной угловой скоростью вокруг оси O_2, а шатун *2* вращается с переменной угловой скоростью вокруг оси O_1. Расстояние e между этими осями (соответствует размеру r кривошипа) называется эксцентриситетом.

Поскольку поршень (ползун) *4* этого кривошипно-шатунного механизма связан с шатуном *2*, вращающимся вокруг той же оси O_1, он при вращении цилиндра будет совершать в нем возвратно-поступательное перемещение с ходом $h=2e$, при котором объем камеры цилиндров будет последовательно (через каждые 180° поворота) увеличиваться и уменьшаться. Следовательно, движение поршня в сторону увеличения объема камеры может быть использовано в процессе всасывания жидкости, а в сторону уменьшения объема камеры — в процессе нагнетания.

Если несколько цилиндров *3* расположить звездообразно (рис. 7.7, *б*) и оси их пересечь в одном центре вращения O_2, а шатуны *2* поршней *4* шарнирно связать с осью вращения O_1, то получим кинематическую схему многопоршневого насоса с радиальным расположением цилиндров.

Принципиальная схема регулируемого радиально-поршневого насоса приведена на рис. 7.8. В неподвиж-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

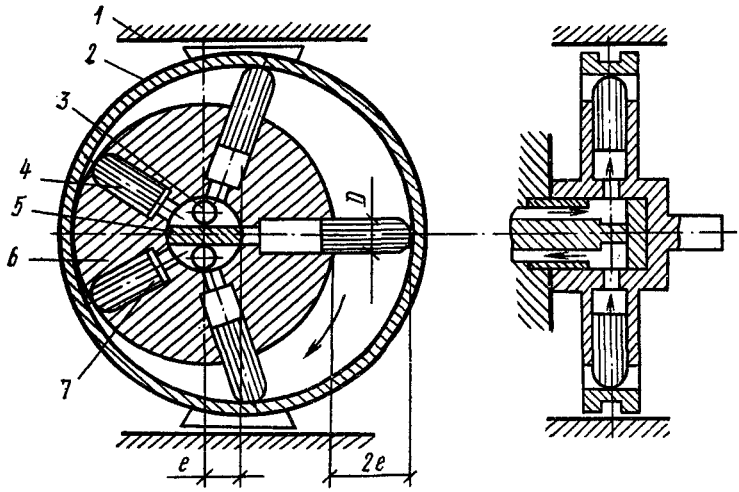


Рис. 7.8. Принципиальная схема регулируемого радиально-поршневого насоса

ном статоре *1* находится подвижная обойма *2*, внутри которой устанавливается цилиндрический блок-ротор *6* с поршнями (плунжерами) *4*, выполняющими роль вытеснителей. Роль распределительного устройства выполняет пустотелая ось с уплотнительной перегородкой *5*, на которой помещается вращающийся ротор. При его вращении в направлении, указанном стрелкой, рабочие камеры своими каналами поочередно соединяются с отверстием *3*, через которое жидкость подается в насос, и с отверстием *7*, через которое происходит нагнетание жидкости. Каналы рабочих камер при прохождении их через нейтральное положение перекрываются уплотнительной перегородкой. Головки поршней прижимаются к внутренней поверхности обоймы либо центробежной силой, либо специальными пружинами.

Подача такого нагнетателя регулируется путем перемещения обоймы *2* в статоре. В этом случае изменяется эксцентриситет *e*, а следовательно, и рабочий объем V_0, который может быть определен по формуле

$$V_0 = V_k Z_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2eZ_0,$$

где $V_к$ — полезный объем рабочей камеры или объем несжимаемой жидкости, вытесняемой поршнем при отсутствии утечек; d — диаметр цилиндра; Z_0 — число поршней (или рабочих камер).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Число цилиндров в насосе Z_0 в одном ряду обычно равно 5—7 и реже 9. Цилиндры насоса могут располагаться в несколько рядов (обычно не более трех), благодаря чему достигается увеличение подачи и ее большая равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются нагнетатели многократного действия, в которых статорное кольцо (обойма) имеет специальный профиль.

Рабочий объем многорядных нагнетателей многократного действия равен:

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} 2 e Z_0 i m,$$

где i — кратность нагнетателя; m — число рядов.

Минутная подача при частоте вращения ротора n, об/мин,

$$Q_0 = \eta_0 V_0 n,$$

где η_0 — объемный КПД, равный 0,7—0,9.

Аксиально-поршневые нагнетатели — это роторные машины, у которых рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней (или плунжеров) параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше 45°. Нагнетатели этого типа бывают двух разновидностей: с наклонным блоком и наклонным диском. У первых ось вращения ведущего вала и ось ротора пересекаются, образуя угол; у вторых оси ведущего вала и ротора совпадают, т. е. у таких гидромашин ведущее звено и ротор расположены на одной оси.

Большое распространение получили нагнетатели с наклонным блоком и двойным несиловым карданом (рис. 7.9). Такой насос состоит из блока цилиндров (барабана) *2* с поршнями *3*, связанными с помощью шатунов *4* с наклонной шайбой *5*, угол наклона γ, оси которой относительно оси блока цилиндров определяет величину хода поршней. В рассматриваемой схеме блок цилиндров вращается вокруг своей оси, вследствие чего упрощается распределение жидкости, которое обычно осуществляется через серпообразные окна *a* и *b*, выполненные в неподвижном опорно-распределительном диске *1*, и каналы *7* блока, цилиндров *2*. В мертвых точках поршней отверстия каналов каждого цилиндра перекрываются нижней и верхней разделительными перемычками, расположенными между распределительными окнами *a* и *b*, ширина *s* которых несколько превышает диа-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

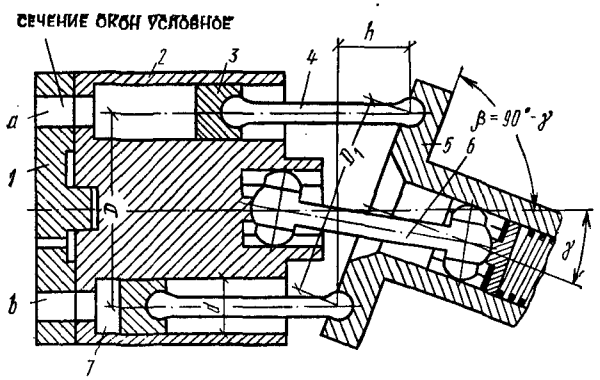


Рис. 7.9. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с двойным несиловым карданом

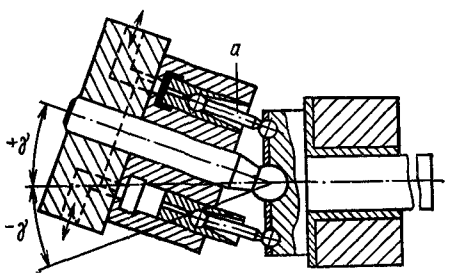


Рис. 7.10. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком бескарданного типа

метр $d_к$ канала *7*. Приводной вал (и, следовательно, диск *5*) связан с блоком цилиндров *2* с помощью двойного кардана *6*.

В последнее время широкое распространение получили аксиально-поршневые машины с наклонным блоком бескарданного типа (рис. 7.10), при применении которых появляется возможность уменьшить диаметр блока цилиндров, а также улучшаются вибрационные характеристики. Крутящий момент передается с помощью поршневых шатунов, входящих внутрь поршней.

Наиболее перспективными, особенно при работе с небольшими мощностями, являются насосы с наклонным диском. В таком насосе, схема которого представлена на рис. 7.11, отсутствует как карданная, так и шатунная связь наклонного диска с поршневым блоком. Поршни насоса выполнены в виде плунжеров *2*, прижимающихся к неподвижному наклонному диску *4* с помощью пружин *1*, которые опираются на диск либо сво-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

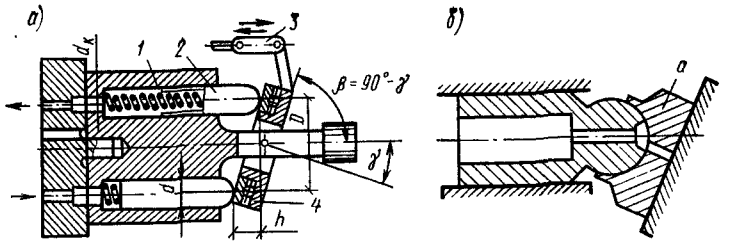


Рис. 7.11. Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса (а) и промежуточный башмак (б)

ими сферическими концами, либо через промежуточный башмак (рис. 7.11, *б*). Благодаря применению этого башмака снижается контактное давление в месте касания плунжером диска.

Насосы с аксиальным расположением цилиндров применяются для работы при давлениях до 35 МПа, они имеют высокий объемный КПД, который для большинства моделей равен 0,97—0,98.

Для всех аксиально-поршневых нагнетателей характерно торцевое распределение жидкости, т. е. наличие устройства, обеспечивающего попеременное сообщение рабочих камер с полостями всасывания и нагнетания, а также замыкание рабочих камер в мертвых точках. Это устройство представляет собой дугообразные окна (*а* и *b* на рис. 7.9), выполненные в неподвижном упорно-распределительном диске, одно из которых является всасывающим, другое — напорным.

Для изменения рабочего объема в регулируемых аксиально-поршневых нагнетателях вручную или автоматически (в зависимости от давления насоса) изменяет угол наклона блока цилиндров или диска.

Рабочий объем насоса с наклонным блоком определяется приближенно по формуле

$$V_0 = V_к Z_0 = \frac{\pi d^2}{4} Z_0 D \sin \gamma,$$

Рабочий объем насоса с наклонным диском

$$V_0 = V_к Z_0 = \frac{\pi d^2}{4} Z_0 D \operatorname{tg} \gamma,$$

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 цилиндра или диска к оси вращения ротора; Z_0 — число поршней.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

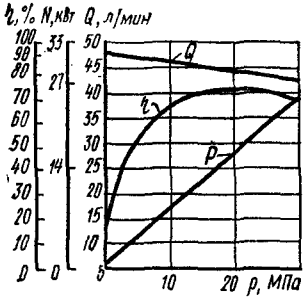


Рис. 7.12. Характеристика аксиально-поршневого насоса НА-32/320

Минутная подача аксиально-поршневого насоса при частоте вращения ротора n, об/мин

$$Q = \eta_0 V_0 n,$$

η_0 — объемный КПД.

На рис. 7.12 приведена характеристика аксиально-поршневого насоса НА-32/320.

§ 28. Ротационные компрессоры

Рассмотрим несколько наиболее распространенных типов ротационных компрессоров, к которым можно отнести: пластинчатые, водокольцевые, восьмерочные и винтовые.

Пластинчатые компрессоры получили достаточно широкое распространение в различных областях промышленности. Схема ротационного пластинчатого компрессора представлена на рис. 7.13. Он состоит из ротора *1*, вставленного эксцентрично внутрь корпуса (статора) *2*, вследствие чего вокруг ротора образуется серповидное пространство *S—S*. В роторе выполнены радиальные прорези, в которые свободно вставляются стальные пластины (шиберы) *3*. При вращении ротора пластины под действием центробежной силы инерции выходят из прорезей и скользят своей внешней кромкой по внутренней поверхности корпуса. Серповидное пространство при этом делится на замкнутые объемы *4*, в которых газ переносится из области всасывания в область нагнетания. Такая схема компрессора обладает хорошей динамической уравновешенностью и позволяет сообщить ротору высокую частоту вращения и соединить машину непосредственно с электродвигателем с частотой вращения до 1500 об/мин. Поскольку при работе компрессора

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

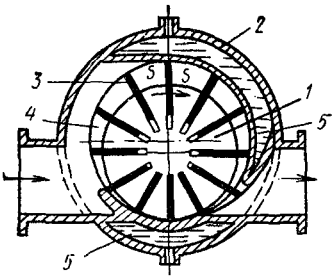


Рис. 7.13. Схема пластинчатого компрессора

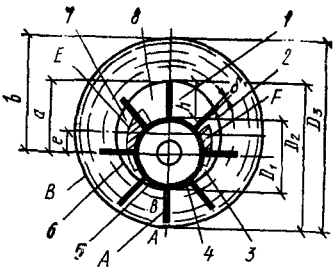


Рис. 7.14. Схема водокольцевого компрессора

выделяется большое количество теплоты, при степенях сжатия выше 1,5 корпус компрессора изготовляют с высокой рубашкой охлаждения *5*. Степень сжатия таких компрессоров достигает 5—6. При необходимости получения большей степени сжатия устанавливают два компрессора последовательно с промежуточным холодильником между ними.

Пластинчатые компрессоры могут быть использованы для получения вакуума. В этом случае они называются *вакуум-насосами*. Работая в качестве вакуум-насоса, компрессор может давать разрежение до 95%, а при последовательной установке двух компрессоров вакуум достигает 99%.

Если ротор диаметром D имеет Z пластин толщиной δ, то при эксцентриситете e и частоте вращения ротора n получаем подачу компрессора в виде

$$L=\lambda_0(\pi D-\delta z)len/60,$$

где λ_0 — коэффициент подачи, лежащий в пределах 0,5—0,8 и зависящий от степени сжатия компрессора.

Из приведенного следует, что подача пластического компрессора зависит от частоты вращения привода. Отсюда следует один из методов регулирования подачи компрессоров — изменение частоты вращения. Однако следует иметь в виду, что нижний предел регулирования частоты вращения составляет около 50% номинала. Это связано с уменьшением центробежной силы инерции, под действием которой происходит выход пластин из пазов, а также негерметичностью прилегания пластин к ротору. Предел повышения частоты вращения определяется износом пластин и нагревом компрессора. Изме-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нение подачи компрессора может достигаться перепуском сжатого газа во всасывающий трубопровод и периодическими остановками компрессора.

Пластинчатые компрессоры находят широкое применение в качестве дутьевых машин в кузнечных и термических цехах, как компрессионные агрегаты холодильных установок и при сжатии газов в технологических процессах химических производств.

Водокольцевые компрессоры также достаточно широко используются в различных отраслях промышленности, где необходимо подавать воздух или технический газ. Сравнительно простое устройство и безотказность в работе обусловили применение этих машин во многих областях производства вместо поршневых и ротационных со скользящими пластинами.

Достоинством водокольцевых компрессоров является отсутствие клапанов и распределительных механизмов, поэтому они пригодны для сжатия запыленных газов. Рассмотрим принцип работы водокольцевого компрессора. Рабочее колесо A с лопатками, неподвижными относительно колеса, вставлено в корпус B (рис. 7.14) с некоторым эксцентриситетом. При вращении рабочего колеса жидкостное кольцо образует свободную поверхность C, которая точно касается втулки колеса. Рабочие пространства *1—4* возрастают, в результате чего через отверстие E происходит всасывание газа. Во второй половине рабочего объема пространства *5—8* уменьшаются, происходит сжатие газа и выталкивание его через нагнетательное отверстие F. Роль корпуса в таком компрессоре выполняет жидкостное кольцо, в которое погружаются лопатки вращающегося ротора.

Если ротор имеет Z лопаток толщиной δ высотой h и длиной l при частоте вращения n, об/мин, то при отсутствии потерь через зазоры и гидравлических сопротивлений объем поступающего в компрессор газа, будет равен:

$$V=[\pi(D^2_2-D^2_1)/4-Z\delta h]ln/60.$$

Действительное количество газа, подаваемое компрессором, будет меньше вследствие того, что сжатие газа в рабочем объеме осуществляется жидкостным кольцом. Когда происходит сжатие, давление с одной стороны жидкостного кольца будет больше, а толщина кольца в этой части — меньше. При этом давление столба жидкости на стенку корпуса (плюс давление

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

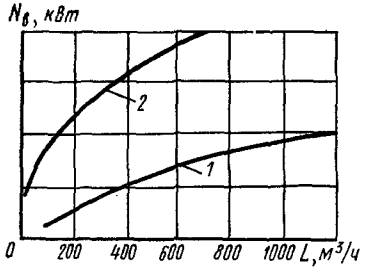


Рис. 7.15. Сравнительные мощностные характеристики для пластинчатого (1) и водокольцевого (2) компрессоров

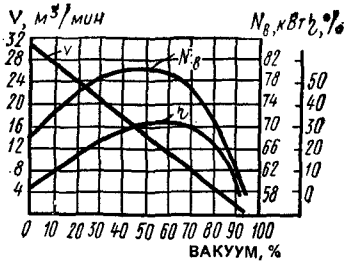


Рис. 7.16. Характеристика водокольцевого компрессора

газа на внутреннюю часть кольца) уравновешивается с другой его стороны большей толщиной вращающегося жидкостного кольца. Поэтому кольцо жидкости не является телом вращения: там, где газ всасывается, оно толще.

Для сравнения расхода энергии в различных ротационных компрессорах на рис. 7.15 приведены мощностные характеристики, полученные при создании вакуума для пластинчатого компрессора (кривая *1*) и вакуум-насоса (кривая *2*).

Водокольцевые машины работают как компрессоры довольно редко и рассчитываются на сравнительно невысокие давления около 10^5 Па. Основное назначение этих машин — создание вакуума. Одноступенчатые водокольцевые компрессоры (вакуум-насосы) создают разряжение до 98%.

Подача компрессора и создаваемое им разряжение зависят от качества выполнения и величины зазоров между торцовыми поверхностями колеса и корпуса, где расположены всасывающие и нагнетательные отверстия. Для улучшения коэффициента подачи процесс всасывания целесообразно растягивать во времени. С этой целью размер всасывающего отверстия удлиняют почти на половину окружности. Процесс нагнетания, наоборот, следует укорачивать по сравнению с процессом всасывания в зависимости от давления нагнетания.

Водяное кольцо в процессе работы нагревается, поэтому необходима замена воды. В некоторых установках свежая вода к нагнетателю подводится путем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

присоединения его к водопроводу, а отработавшая вода отводится в канализацию. Расход охлаждающей воды на 1 кВт мощности на валу машины примерно равен 5—7 л/мин.

На рис. 7.16 приведена характеристика водокольцевого вакуум-насоса, на которой в зависимости от вакуума нанесены кривые подачи, мощности, КПД и полного изотермического КПД.

Если насос с жидкостным кольцом тщательно изготовлен и применены соответствующие жидкости, то создаваемый им вакуум может быть настолько высоким, что насос становится пригодным для получения разряжения в электро- и радиолампах, ртутных выпрямителях и т. п.

Одноступенчатые вакуум-насосы с масляным кольцом, размещенные в масляной герметичности закрытой ванне, развивают вакуум до 99,98%. Два насоса, соединенных последовательно, создают вакуум до 99,999%.

К машинам с *восьмерочными роторами* относится компрессор, изображенный на рис. 7.17. Он состоит из корпуса *1* эллиптической формы, снабженного всасывающим *3* и нагнетательным *6* патрубками. В корпусе симметрично горизонтальной оси расположены два ротора *5*, имеющие форму восьмерок. Роторы жестко связаны с валами и вращаются с равными угловыми скоростями, но в противоположные стороны.

Положение восьмерок на рис. 7.17 соответствует моменту всасывания газа в полость *2* между правым ротором и стенкой корпуса. Всасывание прекратится в тот момент, когда правый ротор займет вертикальное положение. Левый ротор в это время расположится перпендикулярно правому, т. е. примет горизонтальное положение. При дальнейшем вращении правого ротора по стрелке полость *2* сообщается с нагнетательным пространством *7* и полостью *4* между левым ротором и стенкой корпуса. Тогда сжатый газ из пространства *7* переходит в полость *4*, сжимая находящийся там газ, только что поданный левым ротором, и повышая его давление. Когда же левый ротор, вращаясь по часовой стрелке, займет вертикальное положение, начнется выталкивание сжатого газа. Таким образом, когда в полости *2* идет всасывание газа, в нагнетательном пространстве *7* и полости *4* происходит сжатие газа и его выталкивание.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

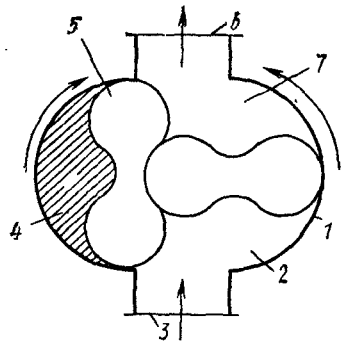


Рис. 7.17. Схема восьмерочного компрессора

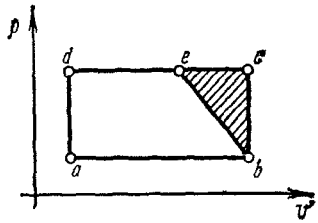


Рис. 7.18. Теоретическая диаграмма восьмерочного компрессора

Теоретическая диаграмма процесса, происходящего в этом компрессоре, изображена на рис. 7.18. На диаграмме: *ab* — линия всасывания; *cd* — линия нагнетания; *bc* — линия выравнивания давления, повышение которого предполагается мгновенным; *be* — линия сжатия газа в случае работы поршневого компрессора; *da* — линия падения давления после выталкивания газа.

Сравнивая диаграммы поршневого компрессора и рассмотренной машины, видим, что заштрихованная часть является работой, которая теряется при сжатии в восьмерочном компрессоре. На диаграмме площадь *abed* представляет собой работу, необходимую для сжатия газа, вошедшего во всасывающую полость, а площадь *abcd* — работу, требуемую для сжатия всего газа, находящегося в полости сжатия.

Компрессоры восьмерочного типа с давлением нагнетания $4 \cdot 10^5$ Па применяются для питания сталеплавильных конвертеров, для продувки двигателей внутреннего сгорания и т. п. Машины с более низким давлением около 10^4 Па служат для подачи воздуха в вагранки и для пневмотранспорта.

Теоретический объем газа, засасываемый за один оборот, определяется по формуле

$$V_т = 4F_0 l,$$

где F_0 — площадь 4 между ротором и корпусом; l — длина ротора.

Объем, описываемый роторами за один оборот, ра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

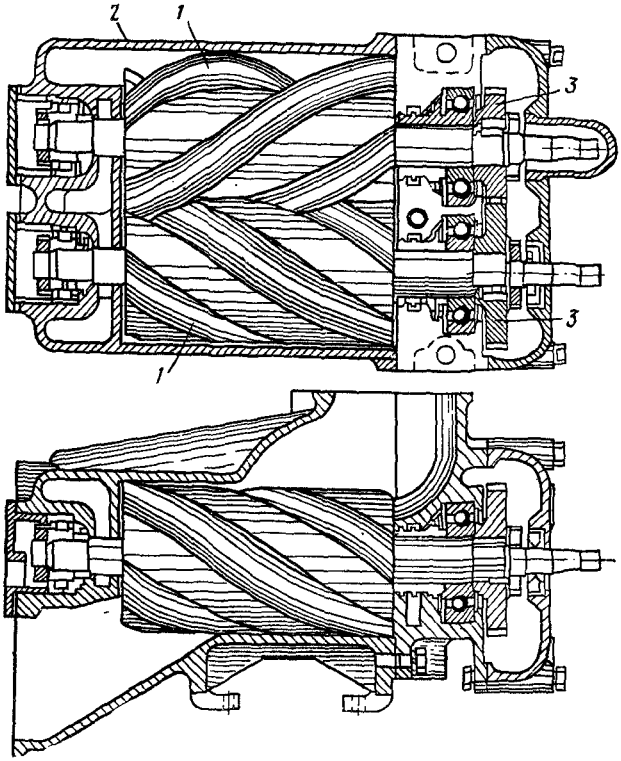


Рис. 7.19. Разрез винтового компрессора

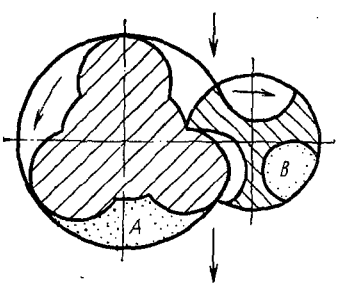


Рис. 7.20. Рабочие пространства в винтовом компрессоре

вен четырехкратному рабочему объему. Действительный объем всасываемого газа с учетом объемного КПД равен:

$$V_д = 4F_0 l \lambda_o n/60,$$

где λ_o — объемный КПД; n — частота вращения привода, об/мин.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Винтовая компрессионная машина имеет два ротора *1* (рис. 7.19) с параллельными осями, вращающихся с небольшими зазорами в корпусе *2* и связанных между собой парой шестерен *3*.

Роторы винтового компрессора представляют собой цилиндрические шестерни с малым числом винтовых зубьев. Зацепление зубьев циклоидальное точечное, при этом у одного из роторов зубья лежат целиком вне начальной окружности и имеют выпуклый профиль, а у другого — внутри начальной окружности и имеют вогнутый профиль (рис. 7.20). Подвод и отвод газа производится через окна на двух противоположных углах корпуса, так что газ проходит через компрессор в диагональном направлении. При вращении роторов газ в полостях *A* и *B*, ограниченных поверхностями роторов и корпуса и линией соприкосновения роторов, перемещается в осевом направлении со стороны всасывания к стороне нагнетания. Сначала эти полости сообщаются с всасывающим окном и заполняются газом. Затем это окно закрывается и линия соприкосновения роторов, отделяющая замкнутую в полостях *A* и *B* порцию газа от следующей всасываемой порции, перемещается в осевом направлении к нагнетательному отверстию, которое в определенный момент открывается и в котором происходит выталкивание газа.

Винтовые компрессоры работают с частотой вращения 1000—10 000 об/мин. Благодаря большой частоте вращения эти компрессоры получаются сравнительно легкими и компактными. Подача винтовых компрессоров лежит в пределах 0,5—300 м^3/мин. При избыточных давлениях выше $2 \cdot 10^5$ Па винтовые компрессоры имеют КПД больше КПД машин других типов. На давление $7 \cdot 10^5$ Па и выше компрессоры выполняются двухступенчатыми.

Винтовые компрессоры аналогичны центробежным машинам, они также не загрязняют сжимаемого газа смазочным маслом (смазка роторов отсутствует) и работают вполне устойчиво. Винтовые компрессоры находят широкое применение в различных областях техники, особенно там, где необходимо иметь компактную установку с большой подачей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА 8
УСТАНОВКА НАГНЕТАТЕЛЕЙ

§ 29. Выбор радиальных (центробежных) и осевых нагнетателей

Выбор нагнетателя для той или иной системы заключается в определении его типоразмера и конструкции, обеспечивающей безопасность, надежность, устойчивость и достаточный срок службы, а также допустимый уровень шума и экономичность.

Для правильного выбора конкретного нагнетателя необходимо знать: подачу; сопротивление системы; плотность перемещаемой среды, ее состав, наличие в ней агрессивных и механических примесей; условия применения и обслуживания; характер нагрузки; выделенную площадь для установки агрегата; желательный тип привода и допустимую нагрузку на строительные конструкции.

Наиболее просто выбрать нагнетатель на заданные параметры по каталогам, в которых приведены универсальные совмещенные и индивидуальные характеристики серийных нагнетателей различных типоразмеров. При этом желательно, чтобы частота вращения рабочего колеса нагнетателя совпадала с частотой вращения электродвигателя. В этом случае упрощаются монтаж и эксплуатация нагнетателя. Частота вращения рабочего колеса должна укладываться в стандартный ряд (500; 600; 750; 1000; 1500 и 3000 мин$^{-1}$). В других случаях частота вращения определяется возможностями привода.

Порядок подбора состоит в следующем: по заданным значениям подачи и давления (с учетом потерь в присоединительных элементах) находят положение рабочей точки. Если она располагается между характеристиками, соответствующими стандартным частотам вращения, то ее сносят по вертикали на расположенную ниже «стандартную» характеристику или же поднимают до расположенной выше «стандартной» характеристики. И в том, и в другом случае систему приходится пересчитывать на новое давление, соответствующее полученной рабочей точке. Затем находят КПД нагнетателя и определяют потребляемую мощность.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Положение расчетной рабочей точки можно не менять, если соединение нагнетателя с электродвигателем осуществляется по схемам 4; 6 и 7 (см. § 15), т. е. в случае использования клиноременной передачи, расчет которой выполняется в соответствии с ГОСТ 1284.3—80 с изм.

Расчет сетей и, в частности, определение их сопротивления не относится к числу точных расчетов, поэтому следует учитывать рекомендации Б. Экка, который предлагал выбирать нагнетатели с некоторым запасом по давлению и подаче. Нормальным считается запас давления 10%.

Представляет интерес метод, предложенный инж. И. Ф. Молодкиным для подбора радиальных вентиляторов. На основании анализа соотношений теории подобия вентиляторов и метода подбора определенной серии по характеристике одного образца с помощью эквивалентного отверстия им получены для заданных значений подачи, м³/с, и давления, Па, формулы и коэффициенты для определения номинального диаметра колеса и частоты вращения при работе в области максимального КПД.

Порядок подбора заключается в следующем.

1. Определяют размер расчетного эквивалентного отверстия

$$T_р = L/\sqrt{p}\,.$$

2. Зная критерий габаритности A (табл. 8.1), вычисляют расчетный диаметр рабочего колеса

$$d_р = \sqrt{AT_р} \approx d_{ном},$$

3. Находят частоту вращения рабочего колеса в заданном режиме

$$n = 9{,}55\,B\sqrt{p}/d_{ном},$$

где B — коэффициент пропорциональности, принимаемый по табл. 8.1.

Поясним изложенное примерами.

Пример 8.1. *Подобрать радиальный вентилятор типа ВЦ4-70, имеющего подачу L=13,33 м³/с (48 000 м³/ч) и развивающего давление p=1425 Па.*

Решение. Расчетный размер эквивалентного отверстия равен

$$T_р = 13{,}33/\sqrt{1425} = 0{,}353,$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 8.1 **Значения критерия габаритности некоторых типов вентиляторов**

Тип вентилятора	A	B	КПД
Ц8-18	32,34	2,03	0,64
ВВД	26,97	2,09	0,58
Ц10-28	11,01	1,79	0,64
ВЦП7-40	8,15	2,33	0,565
Ц6-46	6,79	2,38	0,61
ВЦ4-70	4,19	2,74	0,80
ВЦ4-76	3,81	2,81	0,84
Ц9-57	3,36	1,90	0,64
ВЦ14-46	3,28	1,52	0,70

Вычисляем расчетный диаметр рабочего колеса

$$d_p = \sqrt{4,19 \cdot 0,353} = 1,2 \text{ м}.$$

Колесо такого диаметра имеет вентилятор ВЦ4-70 № 12.

Определяем частоту вращения рабочего колеса

$$n = 9,55 \cdot 2,74 \sqrt{1425/1,2} = 823 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 8.2. Используя условия примера 8.1, подобрать вентилятор с диаметром колеса 0,8 м.

Решение. Расчетный размер эквивалентного отверстия равен:

$$T_p = 13,33/\sqrt{1425} = 0,353.$$

Используя схему параллельного включения двух вентиляторов № 8 и пренебрегая сопротивлением на индивидуальных участках, получим

$$A = 0,8^2/(0,353/2) = 3,62.$$

По табл. 8.1, используя найденное значение A, выбираем вентилятор ВЦ4-76 № 8. Определяем частоту вращения рабочего колеса

$$n = 9,55 \cdot 2,81 \sqrt{1425/0,8} = 1266 \text{ мин}^{-1}.$$

К несомненным достоинствам методики И. Ф. Молодкина следует отнести то, что она чрезвычайно удобна для применения в расчетах вентиляционных систем на ЭВМ.

При подборе нагнетателя необходимо дать оценку надежности его работы в сети, особенно тогда, когда по технологическим или иным соображениям не допустим перерыв в работе системы. Надежность нагнетателя определяется безотказностью в работе, которая обусловлена продолжительностью эксплуатации агрегата без

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 8.2. Вероятность безотказной работы вентиляторных агрегатов

Исполнение вентиляторных агрегатов	$p(t_1)$ для систем	
	приточных	вытяжных и пылеудаления
1 (стальное колесо на валу электродвигателя)	0,83	0,91
2; 3 и 5 (стальное колесо на собственном валу, соединенном с электродвигателем посредством муфты)		
4; 6 и 7 (с клиноременным приводом)	0,74	0,86

каких-либо вмешательств для поддержания его работоспособности. Вероятность безотказной работы нагнетателя обозначается $p(t_1)$.

Исследования, выполненные Г. Г. Вахваховым, позволили ему установить для вентиляторных агрегатов общего назначения в стальном исполнении (Ц4-70, Ц4-76, Ц14-48) значения вероятности безотказной работы (табл. 8.2).

При наличии регулирующего устройства, выполненного в виде ОНА или многостворчатого клапана, значение $p(t_1)$ для системы нужно умножить на вероятность безотказной работы регулирующего устройства, которая равна: для приточных систем — 0,77; для систем вытяжных и пылеудаления — 0,87.

Характеристики потолочных вентиляторов, устанавливаемых в кондиционируемых помещениях общественных и административных зданий в качестве турбулизаторов воздушной среды, приведены в табл. 8.3.

Число вентиляторов, необходимых для создания в помещении расчетной скорости воздуха, определяют с помощью номограммы, составленной Т. И. Крюковой. Число вентиляторов рекомендуется принимать не более четырех (для типа ВПМ1-100) или шести (для типа ВПК). Это ограничение обосновано незначительностью дополнительного эффекта перемешивания, достигаемого увеличением числа вентиляторов (рис. 8.1).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

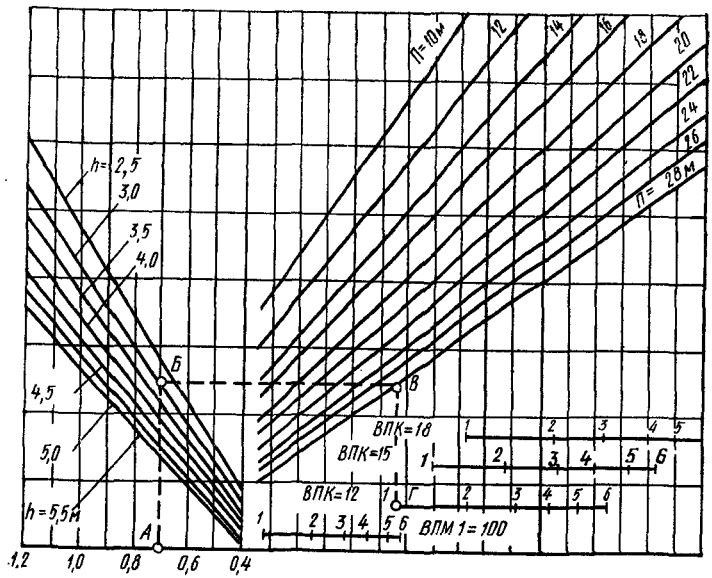


Рис. 8.1. Номограмма для определения количества потолочных вентиляторов

Таблица 8.3. **Осиовные характеристики потолочных вентиляторов**

Тип вентилятора	Подача, м³/ч	Частота вращения, мин⁻¹	Потребляемая мощность, Вт	Размеры, м		Масса, кг
				диаметр	высота	
ВПМ1-100 «Зангезур»	8 830	318	60	0,96	0,36	7,0
ВПК-12 «Союз»	13 000	245	74	1,20	0,75	8,1
ВПК-15 «Союз»	19 000	240	74	1,50	0,75	8,4
ВПК-18 «Союз»	21 000	212	75	1,80	0,75	8,7

Если скорость воздуха в помещении оказывается значительно ниже расчетной, то над фиксированными рабочими местами можно предусмотреть установку дополнительных потолочных вентиляторов для обеспечения локального душирования. Средняя скорость движения воздуха $v_в$ зависит от температуры воздуха в помещении $t_п$:

$t_п$, °С . . .	26	27	28	29	30 и более
$v_в$, м/с . .	0,2—0,4	0,4—0,7	0,7—0,9	0,9—1,2	1,2—1,4

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Размещать потолочные вентиляторы следует по возможности равномерно с учетом эстетических требований.

Число вентиляторов, устанавливаемых для улучшения распределения приточного воздуха или для устранения градиентов температуры, возникающих при работе охладительных приборов, определяется из условия обеспечения необходимой кратности циркуляции по формуле

$$n = 40 F_{\text{пола}} h_{\text{пом}} / L.$$

§ 30. Подбор электродвигателей

Потребляемая лопастным нагнетателем мощность при подаче L, м³/ч, и развиваемом полном давлении p, Па, определяется по формуле

$$N = \frac{k_1 k_2 L p}{3{,}6\,\eta} 10^{-6},$$

где k_1 — коэффициент запаса, учитывающий несовпадение значений каталожного и фактического КПД нагнетателя; в среднем может быть принят равным 1,05; k_2 — коэффициент, учитывающий неточность расчета потерь давления в сети. По предложению Г. Г. Вахвахова, для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, следует принимать $k_2 = 1{,}06$, а для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, и осевых — $k_2 = 1$. Для центробежных насосов коэффициент запаса зависимости от мощности нагнетателя N:

N, кВт	до 20	20—50	50—300	св. 300
k_2	1,25	1,2	1,15	1,1

Установочная мощность электродвигателя определяется с учетом вида передачи

$$N_{\text{у}} = N / \eta_{\text{пер}},$$

(при непосредственном соединении $\eta_{\text{пер}} = 1{,}0$; при муфтовом — $\eta_{\text{пер}} = 0{,}98$; при клиноременной передаче — $\eta_{\text{пер}} = 0{,}95$). Кроме того, необходимо учитывать температуру окружающей среды, в которой будет находиться электродвигатель. Так как при высокой температуре окружающей среды теплоотдача обмоток электродвигателя ухудшается, то это обстоятельство учитывают, вводя коэффициент запаса на установочную мощность: при $t = 40$ °С $k = 1{,}1$, при $t = 45$ °С $k = 1{,}2$ и при $t = 50$ °С $k = 1{,}25$.

Для привода нагнетателей в основном используются электродвигатели переменного трехфазного тока. Они разделяются на синхронные и асинхронные. Синхрон-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

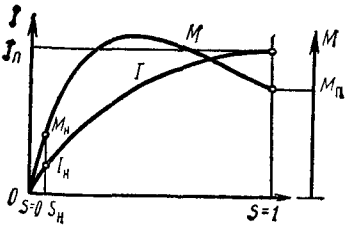


Рис. 8.2. Рабочая характеристика асинхронного короткозамкнутого электродвигателя

ные электродвигатели, как более сложные в конструктивном отношении и в обслуживании, применяют для привода только крупных установок при мощности свыше 500 кВт.

Наибольшее распространение, особенно при мощности до 100 кВт, получили более простые асинхронные короткозамкнутые электродвигатели. Их недостатком является то, что пусковой ток превышает номинальный в 5—7 раз, а пусковой момент в 1,6—2 раза превышает номинальный момент (рис. 8.2). Поэтому при пуске таких электродвигателей применяют пусковой трансформатор или используют переключение обмоток со «звезды» на «треугольник». В последнем случае пусковой ток уменьшается в 3 раза.

В настоящее время для привода нагнетателей широко используются электродвигатели единой серии 4А. Они выпускаются в защищенном исполнении и закрытыми обдуваемыми. У защищенных электродвигателей обмотка изолирована от действия кислот, влаги и других веществ. Закрытые обдуваемые электродвигатели имеют конструкцию корпуса, предохраняющую их от воздействия окружающего воздуха, содержащего различные примеси.

В особых случаях находят применение герметичные электродвигатели, например взрывонепроницаемые типа ВАО, В(ВР) и др. Отличительной конструктивной особенностью таких электродвигателей является развитая площадь оребренной поверхности корпуса (для увеличения площади теплоотдающей поверхности).

§ 31. Установка нагнетателей

Все многочисленные способы установки нагнетателей можно объединить в две группы: 1) установка на жестком основании; 2) установка на упругом основании.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Свидетельством хорошего качества изготовления нагнетателя и выполнения монтажных работ по его установке является отсутствие вибрации при работе нагнетателя. Вибрацией называются механические колебания упругих тел, проявляющиеся в перемещении центра их тяжести или оси симметрии в пространстве. Вибрацию нагнетателей вызывает вращение недостаточно сбалансированных элементов. Она отрицательно сказывается на долговечности не только самих нагнетателей, но и строительных конструкций здания.

Вибрация нагнетателей характеризуется амплитудой и частотой колебаний — собственных и вынужденных. Собственные колебания в системе происходят после единичного внешнего возмущения, например, удара; вынужденные колебания — под действием внешних периодических сил, которые действуют независимо от колебаний в системе.

Причинами вибрации могут быть неточность изготовления в заводских условиях рабочего колеса, грубая насадка колеса на вал, неточность сборки и т. д. Для устранения вибрации, вызванной этими причинами, проводят статическую и динамическую балансировки.

Деление балансировки на статическую и динамическую является условным, так как в процессе динамической балансировки устраняется также и статический дисбаланс. Для сравнительно узких колес небольшого диаметра, вращающихся с невысокими скоростями, можно обходиться одной статической балансировкой. При отношении ширины колеса к диаметру, равном 0,3 и более, следует проводить динамическую балансировку.

Наиболее простым и распространенным приспособлением для *статической* балансировки являются балансировочные параллели, представляющие собой два стальных горизонтальных бруса. Рабочее колесо на параллелях стремится занять такое положение, при котором неуравновешенный груз находится в нижней точке. Благодаря этому можно легко найти плоскость дисбаланса.

Статическая балансировка производится в следующем порядке. Закрепленное на валу рабочее колесо помещают на опоры балансировочного приспособления и в установившемся положении отмечают верхнюю точку. Операцию повторяют 2—3 раза, отклоняя колесо примерно на 90° от положения равновесия в разные сто-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

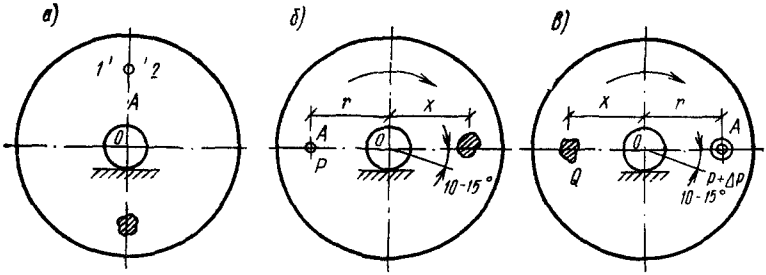


Рис. 8.3. Статическая балансировка рабочего колеса

роны. Местом установки уравновешивающего груза принимают точку A, находящуюся на равном расстоянии от полученных отметок *1* и *2* (рис. 8.3, *а*). Для определения массы уравновешивающего груза колесо поворачивают так, чтобы радиус OA занял горизонтальное положение. Затем в точке A закрепляют такой пробный груз P, при котором колесо поворачивается на 10—15° по часовой стрелке (рис. 8.3, *б*). После этого колесо поворачивают на 180° и навешивают дополнительный груз ΔP, который вызывает поворот колеса на такой же угол 10—15° в том же направлении (рис. 8.3, *в*). Из равенства

$$M = (Qx - pr)\cos\alpha = [(P+\Delta P)/r - Qx]\cos\alpha,$$

где Q — начальная неуравновешенность,

получим

$$\left(p + \frac{\Delta P}{2}\right) r = Qx.$$

Первая часть выражения Q_x представляет собой статический момент неуравновешенной массы, а левая — статический момент уравновешивающего груза. Так как это равенство является условием статической уравновешенности, то выражение

$$P_{ур} = p + 0{,}5\Delta P$$

представляет собой искомую величину уравновешивающего груза, который нужно закрепить в точке A.

Динамическая балансировка довольно сложна и поэтому выполняется в заводских условиях на балансировочном станке.

Известным способом уменьшения вибраций является устройство массивного фундамента, в котором затухают

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

передаваемые ему колебания. Как показывает опыт, масса фундамента под насосный или вентиляционный агрегат должна быть в 3—5 раз больше массы агрегата. Это способствует приближению центра тяжести к точкам опоры, обеспечивая устойчивое равновесие.

Насосные установки небольших размеров (за исключением насосов типа ЦВЦ) прежде чем устанавливать на фундамент, желательно смонтировать на общей сварной раме или фундаментной плите, представляющей собой плоскую ребристую литую конструкцию с пространственными горизонтальными приливами, на которые опираются и к которым крепятся лапы корпуса насоса, и лишь затем анкерными болтами прикрепить к фундаменту.

Крупные насосные и вентиляторные агрегаты монтируют на жестких армированных бетонных фундаментах без рам (нагнетатель и электродвигатель раздельно).

Для вентиляторных агрегатов небольших и средних размеров наиболее универсальной и экономичной является установка на виброизолирующем основании, эффективность уменьшения вибрации которого оценивается коэффициентом передачи:

$$\alpha = \frac{z_д}{z_в} = \frac{1}{(n/60\,n_z)^2 - 1},$$

где $z_д$ — динамическая сила, H; $z_в$ — возмущающая сила, H; n — меньшая из двух (вентилятора и электродвигателя) частота вращения, $мин^{-1}$; n_z — частота собственных вертикальных колебаний при рабочей нагрузке, Гц (см. табл. 8.5).

Как правило, коэффициент передачи получается вполне приемлемым, если отношение $n/60n_z \geqslant 4$.

Конструкции виброизоляторов разнообразны — от простейших резиновых амортизаторов до стальных пружинных, которые более надежны, долговечны и менее чувствительны к воздействию окружающей среды. Из пружинных виброизоляторов наиболее широкое применение получили неравночастотные (марки ДО) и равночастотные (марки ВИ). Неравночастотные виброизоляторы не обеспечивают постоянства частоты собственных колебаний установки при изменении нагрузки; равночастотные сохраняют эту частоту в широком диапазоне нагрузок.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 8.4. **Технические характеристики пружинных виброизоляторов**

Марка	Нагрузка на один виброизолятор, Н		Вертикальная жесткость пружины, Н/см	Осадка пружины под нагрузкой, см		Частота собственных вертикальных колебаний при рабочей нагрузке, Гц
	минимальная	максимальная		минимальная	максимальная	
ДО-40	346	432	81	4,17	5,2	2,5
ДО-41	550	687	124	4,34	5,4	2,42
ДО-42	960	1200	165	5,72	7,2	2,08
ДО-43	1680	2100	295	5,60	7,0	2,08
ВИ-26	125	400	295	2,76	6,35	3,0
ВИ-27	400	1400	295	3,99	9,2	2,5
ВИ-28	1160	4100	295	4,71	10,8	2,3

При применении неравночастотных виброизоляторов обязательным условием является равномерное распределение нагрузки по изоляторам, а для этого необходимо знать расположение в плане центра тяжести агрегата, что затрудняет проектирование.

Технические данные виброизоляторов некоторых марок приведены в табл. 8.4.

Порядок расчета пружинных виброизоляторов заключается в следующем: 1) подбирают число и размер виброизоляторов, исходя из допустимой нагрузки на один виброизолятор (см. табл. 8.4) и принимаемого коэффициента передачи (проверяется отношение $n/60n_z$); 2) определяют передающиеся через виброизолятор на основание динамические силы. Для этого вычисляют амплитуду колебаний A_0, соответствующую наименьшей частоте вращения:

n, об/мин	650	750	950	1200	1450	1800	2100	2400	2700	3000
A_0, мкм	250	205	165	130	102	82	72	60	55	50

Динамическую силу находят по формуле

$$z_д = ai,$$

где i — вертикальная жесткость пружины, определяемая для неравночастотных виброизоляторов по табл. 8.4, а для равночастотных — по формуле

$$i = R_в/\delta_1,$$

где δ_1 — осадка пружины под наименьшей нагрузкой (см. табл. 8.4); $R_в$ — фактическая нагрузка на один виброизолятор.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Недостатком резиновых виброизоляторов является их недолговечность: через 5—7 лет их необходимо заменять. Кроме того, с их помощью нельзя получить очень низкие собственные частоты колебаний системы, которые необходимы для тихоходных агрегатов.

Подбирают резиновые амортизаторы следующим образом.

1. Исходя из конструктивных особенностей установки, задаются числом виброизоляторов n.

2. Зная массу агрегата M и задавшись расчетным напряжением в резине σ (для обычной резины $\sigma=20\div 40$ Н/см^2, для резины твердых сортов — $\sigma=50$ Н/см^2), находят ширину виброизолятора квадратного сечения

$$B=\sqrt{M/(n\sigma)}.$$

3. Полную высоту резинового амортизатора определяют из соотношения

$$h=B/4.$$

Широкие амортизаторы с малой высотой нежелательны, так как они чрезмерно жестки. Резина, находясь под нагрузкой, сохраняет постоянство объема. Вследствие этого резиновые амортизаторы, имеющие высоту, значительно меньшую, чем ширину, будут не в состоянии сохранять объем постоянным. Именно поэтому подстилаемые под вибрирующие механизмы резиновые ковры практически не приносят никакой пользы.

С целью уменьшения передачи вибрации от нагнетателя по конструкциям здания трубопроводы следует подсоединять к нагнетателю с помощью мягких вставок. Для вентиляторных агрегатов такими вставками служат манжеты из прорезиненной ткани или брезентовые длиной 150—200 мм, устанавливаемые только на прямых участках на фланцах. При монтаже не следует допускать смещения одного фланцевого соединения мягкой вставки по отношению к другому. Вставка на всасывающей стороне выполняется армированной. Резиновые вставки или манжеты насосов могут быть выполнены из армированной резиновой трубы. Их надевают на соответствующие фланцы и прижимают хомутами.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ГЛАВА 9
БОРЬБА С ШУМОМ

§ 32. Нормирование шума

Шум, создаваемый нагнетателями, определяют как звук, оцениваемый негативно и наносящий вред здоровью. Проявление вредного воздействия шума на организм человека весьма разнообразно. Длительное воздействие интенсивного шума (выше 80 дБ) на слух человека приводит к его частичной или полной потере. В настоящее время в СССР и за рубежом оценка приемлемости производственного шума с уровнем выше 80 дБ чаще всего основывается на выявлении воздействия шума на органы слуха человека. Однако действие шума не ограничивается воздействием только на органы слуха. Через слуховые нервы раздражение шумом передается в нервную систему и через нее воздействует на внутренние органы, приводя к значительным изменениям в функциональном состоянии организма, влияет на психическое состояние человека, вызывая чувство беспокойства и раздражения. Работник, подвергающийся воздействию интенсивного шума, затрачивает в среднем на 10—20% больше физических и нервно-психических усилий, чтобы сохранить выработку, достигнутую им при уровне звука ниже 70 дБ. Установлено повышение на 10—15% общей заболеваемости рабочих шумных производств. Работающие в условиях длительного шумового воздействия испытывают раздражительность, головные боли, головокружение, снижение памяти, повышенную утомляемость, понижение аппетита, боли в ушах и т. д.

В табл. 9.1 указаны рекомендуемые Научно-исследовательским институтом гигиены труда и профессиональных заболеваний АМН СССР предельные уровни звука в зависимости от категорий тяжести и напряженности труда, являющиеся безопасными в отношении сохранения здоровья и работоспособности. Базовым уровнем в таблице является уровень звука 80 дБ как безопасный согласно исследованиям отечественных гигиенистов. Графы со знаком «+» относятся в табл. 9.1 к случаям редко встречающихся сочетаний напряжен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 91. **Оптимальные уровни звука, дБ, на рабочих местах для труда разных категорий тяжести и напряженности**

Категория напряженности труда	Категория тяжести труда			
	легкая	средняя	тяжелая	очень тяжелая
Мало напряженный	80	80	75	75
Умеренно напряженный	70	70	65	65
Напряженный	60	60	+	+
Очень напряженный	50	50	+	+

ного и очень напряженного труда с тяжелым и очень тяжелым, которых не должно быть на практике.

Основная цель нормирования шума на рабочих местах — установление научно обоснованных предельно допустимых величин шума, которые при ежедневном систематическом воздействии в течение всего рабочего дня и в течение многих лет не могут вызвать существенных заболеваний человека и не мешают его нормальной трудовой деятельности.

Воздействие шума на организм зависит от его спектрального состава. Значения предельно допустимых уровней звукового давления регламентируются ГОСТ 12.1.003—83. Предельно допустимые уровни звукового давления нормируются в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000 Гц.

Основными источниками шума в системах являются нагнетатели, арматура (дроссель-клапаны, шиберы, задвижки, вентили и т. п.), фасонные элементы и распределительные устройства. Борьба с шумом нагнетателей в настоящее время является одной из актуальных проблем. Жесткие допустимые нормы уровней шума в производственных, гражданских, общественно-бытовых и жилых помещениях (табл. 9.2) требуют не только создания малошумных установок, но и модернизации действующих установок с целью снижения их шума.

Следует подчеркнуть, что допустимые уровни шума на рабочих местах устанавливаются в зависимости от характера труда соответственно назначению производства.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.2. Допустимые уровни шума на рабочих местах

Рабочие места	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц								Уровни звука, дБ
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Палаты больниц и санаториев, операционные больниц	46	34	26	19	15	12	9	8	20
Жилые комнаты квартир, спальные помещения в детских дошкольных учреждениях и интернатах	50	39	30	24	20	17	15	13	25
Классные помещения аудитории учебных заведений, конференц-залы, читальные залы, зрительные залы театров, клубов, кинотеатров, залы судебных заседаний	58	47	40	34	30	27	25	23	35
Рабочие помещения управлений, конструкторских и проектных организаций и научно-исследовательских институтов	66	56	49	44	40	37	35	33	45
Залы кафе, ресторанов, столовых, фойе театров, кинотеатров	70	61	54	49	45	42	40	38	50
Торговые залы магазинов, спортивные залы, пассажирские залы аэропортов и вокзалов	74	65	58	53	50	47	45	44	55
Помещения управления, рабочие комнаты	79	70	68	63	55	52	50	49	60
Помещения счетно-электронных машин, участки точной сборки, машинописные бюро	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Постоянные рабочие места и рабочие зоны производственных помещений и на территории предприятий	99	92	86	83	80	78	76	74	85

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 33. Источники шума и определение уровня звукового давления

Характер шума зависит от вида источника. В вентиляционных и гидравлических системах основным источником шума является нагнетатель.

При работе вентилятора различают: 1) механический шум, возникающий в результате вращения отдельных деталей и узлов с неуравновешенными массами; 2) аэродинамический шум, возникающий при больших скоростях движения газообразных сред.

Для вентилятора как источника шума характерно существование трех независимых путей распространения шума: по воздуховодам при всасывании и нагнетании и через стенки корпуса в окружающее пространство.

Уровень звуковой мощности, излучаемой вентилятором в воздуховод при всасывании или нагнетании, может быть выражен через полное давление p и расход L соотношением

$$L_p = \tau + 20 \lg p + 10 \lg L + \delta,$$

где δ — поправка на режим работы вентилятора, дБ, в зависимости от максимального КПД вентилятора η_{max}:

КПД	η_{max}	$(0{,}91-1)\,\eta_{max}$	$(0{,}8-0{,}9)\,\eta_{max}$	$>0{,}8\,\eta_{max}$
δ	0	2	4	5

τ — критерий шумности, дБ, зависящий от типа и конструкции вентилятора (табл. 9.3).

Центробежный насос является генератором гидродинамического и воздушного шума. Источниками гидродинамического шума собственно насоса без привода являются прежде всего процессы, связанные с обтеканием его элементов: образование вихрей на лопатках и дисках, на стенках корпуса и в выходном патрубке, приводящее к возникновению вихревого шума; образование пограничного слоя на стенках проточной части насоса, приводящее к появлению шума, аналогичного вихревому; неоднородность потока вследствие конечности числа лопаток и асимметрии корпуса. Весьма значительным источником шума являются кавитационные процессы. Наличие вращающихся деталей приводит к шуму из-за дисбаланса.

Источниками воздушного шума, создаваемого собственно насосом, являются преимущественно вибрации корпуса и отчасти — вибрации труб и фундамента. Колебания труб и фундамента возбуждают колебания

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица 9.3. **Критерии шумности τ для вентиляторов**

Вентилятор			Критерий шумности τ, дБ		
тип	номер	диаметр рабочего колеса, % номинального	для стороны нагнетания	для стороны всасывания	вокруг вентилятора
		Радиальные			
Ц4-70	2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5	95—100 105	53 56	50 52	51,5 54
Ц4-76	8; 10; 12; 16; 20	100	50	47	48,5
Ц14-46	2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8	100	54	51	52,5
ВВД	8; 9; 11	100	60	52	56
Ц10-28	2,5; 3,2; 4; 5	100	58	53	55,5
ЦП7-40	5; 6; 8	100	58	53	55,5
		Осевые			
06-300	5; 6,3; 8; 10; 12,5	100	52	52	52

строительных конструкций, интенсивно излучающих воздушный шум.

Зависимость уровней, дБ, основных составляющих шума насоса от угловой скорости рабочего колеса имеет вид

$$L_p = 10\alpha \lg \omega_0 + Q/nd,$$

где α — коэффициент, характеризующий зависимость общей звуковой мощности, излучаемой насосом в сторону входа или выхода, от числа Маха — $M = u_2/c$, здесь u_2 — окружная скорость, c — скорость звука (табл. 9.4)

Для зданий и помещений, обслуживаемых вентиляционными системами, после выбора типа вентилятора

Таблица 9.4. **Значение коэффициента α**

Причина колебаний	α
Механическая неуравновешенность ротора	3—4
Работа подшипников:	
качения	2—3
скольжения	2
Неоднородность потока	4—6
Кавитация	5—8
Вихревые процессы в жидкости	6

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и места его установки, определения схемы вентиляционной системы, ее расположения, оптимальной скорости движения воздуха в воздуховодах и размеров их поперечных сечений производится акустический расчет вентиляционной системы, включающий определение уровней звукового давления в расчетных точках, требуемое снижение уровней звукового давления и выбор средств снижения его до допустимых значений.

Расчетные точки располагаются на месте установки вентилятора; в помещениях или зонах, граничащих с местом установки вентилятора; в помещениях, обслуживаемых системой, на рабочих местах, ближайших к источникам шума, или в зоне постоянного пребывания людей (на высоте 1,2—1,5 м от уровня пола); в помещениях, где воздуховоды проходят транзитом; на прилегающих территориях.

Октавные уровни звукового давления, дБ, в расчетных точках помещения, в котором имеется один источник шума, следует определять по формуле

$$L = L_p + 10 \lg \left(\frac{\Phi}{4\pi r^2} + \frac{4\nu}{B} \right),$$

где r — расстояние от источника шума до расчетной точки, м; Φ — фактор направленности излучения шума источником — воздухораспределителем или вытяжным устройством. Если источник расположен в пространстве (например, на колонне в большом помещении),

Таблица 9.5. **Зависимость частотного множителя от объема помещения**

Объем помещения W, м³	Частотный множитель μ для среднегеометрических частот октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
До 200	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
200—1000	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
Более 1000	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3,0	6,0

то $\Phi=1$, в средней части поверхности стены — $\Phi=2$, в двугранном углу — $\Phi=4$, в трехгранном углу — $\Phi=8$; ν — коэффициент, учитывающий форму помещения, определяемый в зависимости от параметров $(a+b)/2c$ и r/c_1 по графику на рис. 9.1; (a, b, c — размеры, м, помещения; c — наибольший; c_1 — расстояние от источника шума до наиболее удаленного ограждения); B — постоянная помещения, м², которую следует определить по формуле $B=B_{1000}\mu$, где B_{1000} — постоянная помещения, м², на среднегеометрической частоте 1000 Гц, определяемая в зависимости от объема w, м³, и типа помещения; μ — частотный множитель, также определяемый по табл. 9.5

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Зиачения постоянной помещения B_{1000} приведены в табл. 9.6.

Таблица 9.6. **Зависимость постоянной помещения B_{1000} от типа помещения**

Помещение	Постоянная помещения B_{1000}, м²
С небольшим количеством людей (металлообрабатывающие цехи, вентиляционные камеры, генераторные и машинные залы, испытательные стенды и т. п.)	$W/20$
С жесткой мебелью и большим количеством людей или с небольшим количеством людей и мягкой мебелью (лаборатории, ткацкие и деревообрабатывающие цехи, кабинеты и т. п.)	$W/10$
С большим количеством людей и мягкой мебелью (рабочие помещения зданий управлений, залы конструкторских бюро, аудитории учебных заведений, залы ресторанов, торговые залы магазинов, залы ожидания аэропортов и вокзалов, номера гостиниц, классные помещения в школах, читальные залы библиотек, жилые помещения и т. п.)	$W/6$
Со звукопоглощающей облицовкой потолка и части стен	$W/1,5$

Уровни звукового давления в расчетной точке от нескольких одновременно действующих источников определяются энергетическим суммированием по формуле

$$L_{\text{с}} = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^{n} 10^{0,1 L_i} \right),$$

где n — число складываемых величин.

Требуемое снижение октавных уровней звукового давления определяется отдельно для каждого источника шума, если в расчетную точку поступает шум от нескольких источников. Для единичного источника должно выполняться условие

$$\Delta L_{\text{т}} = L - L_{\text{д}};$$

для n источников

$$\Delta L_{\text{т}i} = L_i - L_{\text{д}} + 10 \lg n,$$

где L и L_i — октавные уровни звукового давления, дБ, создаваемые соответственно одним или отдельно взятым из нескольких источников в расчетной точке; $L_{\text{д}}$ — допустимый октавный уровень звукового давления, дБ (см. табл. 9.2).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 34. Средства снижения шума

Одним из наиболее эффективных способов борьбы с шумом и вибрацией, возникающими при работе центробежных насосов и обусловленных неоднородностью потока при обтекании конструктивных элементов, является их эксплуатация на режимах, близких к режиму максимального КПД. Минимальные значения уровней лопастного шума соответствуют подаче насоса $Q = (0{,}8—1{,}0)\,Q_{опт}$. Отклонение эксплуатационной подачи насоса в ту или иную сторону от указанной области подач приводит к увеличению лопастного шума (и вибрации) на 10—15 дБ.

Для снижения шума, распространяющегося от вентилятора в окружающее пространство, используется звукоизолирующий корпус. Для вентилятора, расположенного в камере, с целью снижения шума применяют звукопоглощающую облицовку строительных ограждений. Для защиты от шума помещений, расположенных под камерой, пол камеры выполняют на упругом основании.

Выбор типа и конструкции глушителя для снижения шума, распространяющегося по воздуховодам, определяется частотным составом шума и требуемым снижением его уровня, размерами присоединительного воздуховода, допустимой скоростью воздушного потока и располагаемым местом для установки глушителя. При этом сам глушитель должен иметь незначительное сопротивление проходу воздуха. Применяются глушители следующих типов: камерные со звукопоглощающим материалом (ЗПМ) по внутренним поверхностям (несоосные и соосные); камерные соосные без ЗПМ; активного типа (трубчатые и пластинчатые); экранные. Простейший вид глушителя — канал, облицованный звукопоглощающим материалом.

В общем случае трубчатые глушители следует применять при размерах воздуховодов до 500×500 мм (d=500 мм); при больших размерах целесообразнее применять пластинчатые или камерные глушители.

Пластинчатые глушители следует выполнять из звукопоглощающих пластин, устанавливаемых параллельно направлению потока на некотором расстоянии одна от другой в общем кожухе. Эффективность пластинчатых глушителей не зависит от числа и высоты пластин

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

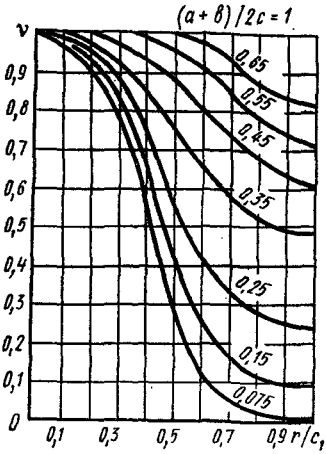


Рис. 9.1. Определение коэффициента ν, учитывающего форму помещения

и от схемы компоновки. Длина глушителя не должна превышать 2 м. При расчетной длине более 3 м его следует делить на две части, при этом длина воздуховода между ними не должна быть менее 800 мм.

При выборе камерных глушителей, зная $\Delta L_{тр}$, необходимый объем камеры можно определить, воспользовавшись графиком, предложенным В. Д. Жариновым (рис. 9.1). Устанавливают камерные глушители так, чтобы длина воздуховода, соединяющего вентилятор с глушителем, была не менее $4{,}02\,S/W$, где S — площадь поперечного сечения воздуховода, м²; W — объем глушителя, м³.

Необходимую площадь свободного сечения глушителя определяют по формуле

$$F_{св} = L/v_д,$$

где L — объемный расход воздуха через глушитель, м³/с; $v_д$ — допустимая скорость воздуха в глушителе, м/с, зависящая от потерь давления, конструкции защитного покрытия звукопоглотителя, уровня звуковой мощности собственного шумообразования в глушителе:

допустимый уровень звука, дБ	30 40 50 55 80
$v_д$, м/с	4 6 8 10 15

Для обеспечения необходимой акустической эффективности устанавливают один или несколько глушителей

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

(эффективность глушителей активного типа не зависит от места установки).

Аэродинамическое сопротивление глушителя рассчитывается по формуле

$$p = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d}\right) \frac{\rho v^2}{2}.$$

Значения коэффициентов местного сопротивления и трения следует принимать в соответствии с «Рекомендациями по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок» (М.: Стройиздат, 1982).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРИЛОЖЕНИЕ. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Каждый студент, изучая курс «Насосы и вентиляторы», должен выполнить несколько лабораторных работ в соответствии с настоящими методическими указаниями.

Выполняя работу «Испытание радиального вентилятора и построение его характеристики», студент знакомится с конструкцией камеры всасывания, методикой проведения аэродинамических испытаний вентилятора и измерения затрачиваемой мощности, способами пересчета характеристик.

В работе «Совместная работа вентиляторов» рассматривается параллельное и последовательное включение двух вентиляторов, анализируется рабочий режим установки при отключении одного из вентиляторов.

Целью лабораторной работы «Испытание эжектора» является получение полной характеристики воздушного эжектора, выражающей зависимость полного давления, создаваемого на выходе, статического и полного КПД, коэффициента смешения от объема подсасываемого воздуха.

При выполнении лабораторной работы «Работа вентилятора в сети» студенты знакомятся с методикой проведения аэродинамических испытаний вентиляционных систем и определяют основные параметры работы вентилятора в сети.

Целью работы «Регулирование радиального вентилятора» является освоение студентами наиболее распространенных способов регулирования и оценка экономической эффективности каждого из этих способов.

В работе «Испытание центробежного насоса» студент знакомится с конструкцией насосной установки и методикой измерения напора, подачи насоса и мощности, а также построением его характеристики (включая кавитационную).

Для проведения работ необходимы следующие контрольно-измерительные приборы: микроманометр (2 шт.), U-образный манометр (1 шт.), тахометр (2 шт.), разновесы до 500 г (два комплекта), рулетка (1 шт.), трехфазный киловаттметр (1 шт.), трансформатор тока (2 шт.), пневмометрическая трубка (1 шт.).

РАБОТА № 1. ИСПЫТАНИЕ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА И ПОСТРОЕНИЕ ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Получаемая в лабораторных условиях полная аэродинамическая характеристика вентилятора представляет собой совокупность кривых (полного давления p, статического давления $p_{ст}$, динамического давления $p_д$, расходуемой вентилятором мощности N, коэффициентов полезного действия — полного η и статического $\eta_{ст}$) как функцию от подачи L при определенных диаметре колеса, частоте вращения и плотности перемещаемой среды.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В соответствии с рекомендациями ГОСТ 10921—74 с изм., лабораторные испытания вентиляторов проводятся с использованием камеры всасывания (рис. 1).

Установка состоит из следующих элементов: входного коллектора цилиндрической камеры всасывания; дросселирующего устройства в виде кольцевой диафрагмы для регулирования суммарных потерь в установке и режима работы вентилятора; диффузора; сеток для выравнивания потока в камере; испытуемого вентилятора, снабженного для измерения подачи входным коллектором ЦАГИ и соединенного с балансирным станком, состоящим из электродвигателя постоянного тока, вал которого вращается в подшипниках, а статор не прикреплен, как обычно, к основанию, а может колебаться вокруг вала электродвигателя, при этом колебаниям его препятствует балансир, представляющий собой рычаг с чашкой весов и грузом G. Для регулирования частоты вращения электродвигателя предназначен реостат.

Экспериментальным путем необходимо определить подачу вентилятора L, статическое давление $p_{ст}$, создаваемое вентилятором, и затраченную мощность N. Кроме того, необходимо вычислить полное давление вентилятора p, динамическое давление $p_д$ и коэффициент полезного действия η.

Для более точного построения характеристик необходимо иметь не менее пяти экспериментальных точек на каждой кривой, т. е. во время испытания следует не менее пяти раз менять режим работы вентилятора. При переходе с одного режима на другой неизменность частоты вращения колеса контролируется с помощью тахометра.

Первый опыт выполняется при полном открытии диафрагмы,

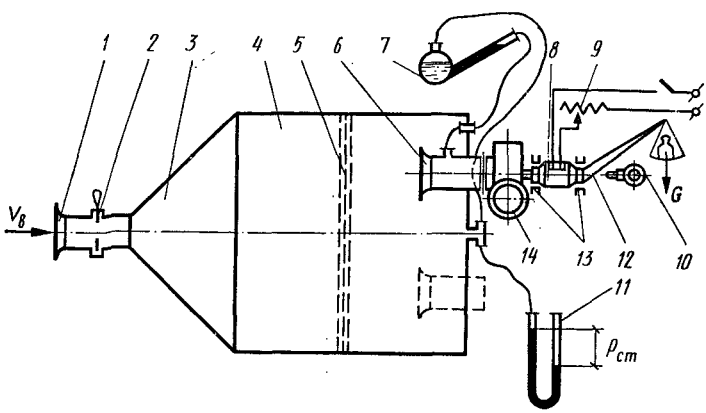


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

1 — входной коллектор камеры всасывания; *2* — кольцевая диафрагма; *3* — диффузор; *4* — цилиндрическая камера всасывания; *5* — выравнивающие сетки; *6* — входной коллектор вентилятора; *7* — микроманометр; *8* — электродвигатель постоянного тока; *9* — реостат; *10* — тахометр; *11* — U-образный манометр; *12* — рычаг; *13* — подшипники; *14* — вентилятор

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

т. е. при максимальном расходе воздуха. Остальные опыты ведутся при диафрагмировании сечении входного коллектора. Частота вращения вентилятора устанавливается в режиме максимальной подачи и в дальнейшем поддерживается на этом уровне с помощью реостата.

Подача вентилятора L (м³/с) определяется по формуле

$$L = \alpha F_к v, \qquad (1)$$

где α — коэффициент коллектора, равный 0,985±0,005; $F_к$ — площадь поперечного сечения коллектора в месте измерения разрежения в нем, м².

Площадь $F_к$ вычисляется по формуле

$$F_к = \pi D^2_к / 4,$$

где $D_к$ — диаметр коллектора в месте измерения разрежения в нем, м; v — средняя скорость воздуха в рассматриваемом сечении коллектора, м/с.

Средняя скорость v находится из выражения

$$v = \sqrt{2p_к/\rho_в},$$

где $p_к$ — разрежение в коллекторе, Па, определяемое с помощью микроманометра.

Разрежение в коллекторе $p_к$ определяется по формуле

$$p_к = \rho g \Delta h_к \sin \alpha 10^{-3},$$

где ρ — плотность жидкости, залитой в микроманометр, кг/м³ (плотность спирта 800—820 кг/м³); g — ускорение свободного падения, м/с²; $\Delta h_к$ — разность отсчетов по шкале микроманометра, мм; α — угол наклона трубки микроманометра к горизонту, град.

Полное давление, создаваемое вентилятором, складывается из полных давлений во всасывающем и нагнетательном отверстиях:

$$p_в = |p_н| + |p_{вс}| = (p_{ст} + p_д)_н + (p_{ст} - p_д)_{вс}.$$

Рассмотрим, как распределяется давление в камере всасывания при работе вентилятора (рис. 2). Так как диаметр входного коллектора в 10 раз меньше диаметра цилиндрической камеры (соответственно 80 и 800 мм), то, следовательно, динамическое давление потока в камере будет примерно в 10 000 раз меньше, чем в коллекторе, т. е. практически равно нулю. Тогда $p_{п.камеры} \approx \approx p_{ст.вс}$.

Пренебрегая потерями давления $\Delta p_{вх}$ во входном коллекторе вентилятора, можем записать

$$p_в = p_{п.вых} + p_{ст.вс},$$

но

$$p_{п.вых} = p_{ст.вых} + p_{д.вых}.$$

Так как избыточное статическое давление на выходе равно нулю ($p_{ст} = p_{ат}$), то

$$p_в = p_{ст.вс} + p_{д.вых}.$$

Статическое давление на всасывании $p_{ст.вс}$ может достигать больших значений, поэтому для его измерения используют U-образный манометр (см. рис. 1).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

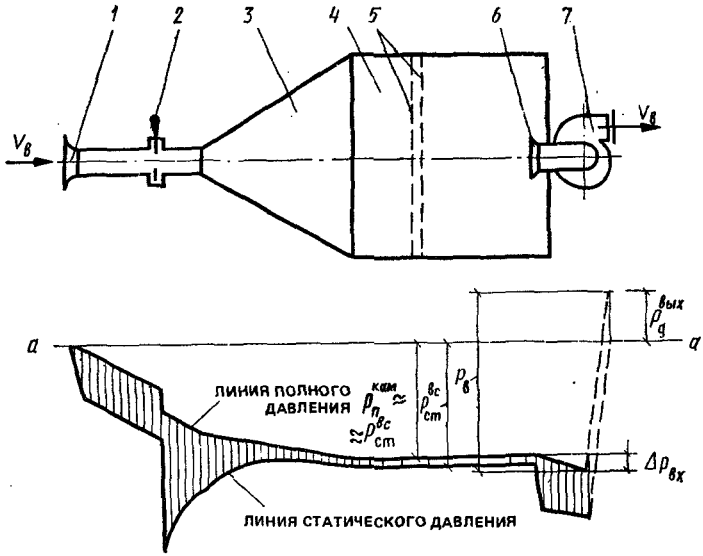


Рис. 2. Примерная эпюра распределения давлений в камере всасывания

1—6 — см. условные обозначения к рис. 1; *7* — вентилятор

Динамическое давление на выходе $p_{д.вых}$, Па, определяется расчетным путем:

$$p_{д.вых} = (L/F_{вых})^2 \rho_в/2,$$

где $F_{вых}$ — площадь выходного отверстия вентилятора, м^2.

Затраченная мощность определяется с помощью балансирного станка, в конструкции которого учтено следующее: при работе электродвигателя в его статоре возникает момент, равный крутящему моменту ротора, но с обратным знаком. Так как статор двигателя свободно качается, а ротор двигателя вращается в подшипниках, помещенных в неподвижных опорах вне статора, то в такой системе по силе G и плечу l можно определить момент, Н·м:

$$M = 9{,}81Gl.$$

Зная частоту вращения ротора n, а следовательно, и угловую скорость, с$^{-1}$, равную:

$$\omega = \pi n/30,$$

можно найти затраченную мощность, кВт:

$$N = M\omega = \frac{9{,}81\pi Gln}{30}\ 10^{-3}.$$

КПД определяется по формуле

$$\eta = N_{полезн}/N. \qquad (2)$$

Результаты опытов и расчетов вносятся в таблицу.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

После обработки экспериментальных данных и пересчета характеристик p, L и N на требуемую частоту вращения необходимо вычертить полные характеристики обоих вентиляторов. На характеристиках следует обозначить области эффективной работы вентиляторов.

РАБОТА № 2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ

При проектировании вентиляционной системы, имеющей два или несколько вентиляторов, включенных в одну сеть, одной из задач является определение равновесного состояния системы, а следовательно, и режима работы каждого из вентиляторов. Поскольку характеристика давления вентилятора сложна и обычно задана графически в виде кривой $p(L)$, то наиболее простым способом анализа оказывается графический, для которого используют характеристики полного давления вентиляторов.

А. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Схема установки приведена на рис. 3. Установка, как и в предыдущей работе, представляет собой камеру всасывания, но с подключением не одного, а двух вентиляторов по полупараллельной схеме.

Экспериментальным путем необходимо определить подачу, статическое давление и затраченную мощность каждого вентилятора. Кроме того, необходимо вычислить динамическое и полное давление каждого вентилятора, суммарную подачу и суммарные затраты мощности, статические КПД каждого вентилятора и установки в целом.

Первый опыт выполняется при полном открытии диафрагмы, т. е. при максимальном расходе воздуха. Остальные опыты ведутся

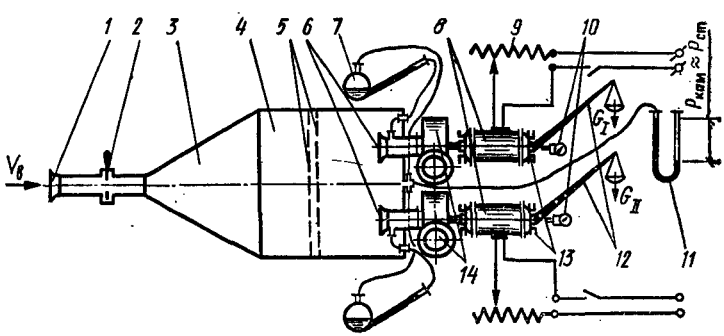


Рис. 3. Схема экспериментальной установки
1—14 — см. условные обозначения к рис. 1

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

при постепенном днафрагмированнн сечення входного коллектора. Частоты вращения вентиляторов устанавливаются в режиме максимальных подач н в дальнейшем поддерживаются на этнх уровнях с помощью реостатов.

Суммарная подача, м³/с, определяется как сумма подач двух вентнляторов:

$$L_{I+II}=L_I+L_{II}.$$

Статнческне давления, создаваемые каждым вентилятором на входе, равны н нзмеряются с помощью U-образного манометра

$$p_{ст} \approx p_{кам}.$$

Динамнческое давление на выходе для каждого вентилятора определяется расчетом по формуле

$$p_{д.вых}=(L/F_{вых})^2\rho_в/2.$$

Пренебрегая ввиду незначительной протяженности потерямн давления во входных коллекторах, можем определить полные давления:

$$p_I = p_{ст} + p_{д_I вых};$$

$$p_{II}= p_{ст} + p_{д_{II} вых}.$$

Затраченную мощность, кВт, для каждого вентнлятора определяют по формулам:

$$N_I = \frac{9{,}81\,\pi G_I\, l_I\, n_I}{30}\,10^{-3};$$

$$N_{II} = \frac{9{,}81\,\pi G_{II}\, l_{II}\, n_{II}}{30}\,10^{-3}.$$

Для упрощения экспериментальных расчетов целесообразно проводить испытания при одннаковой частоте вращення вентиляторов, т. е. $n_I=n_{II}=n$.

Суммарные затраты мощностн определяются по формуле

$$N_{(I+II)}=N_I+N_{II}.$$

Статические КПД каждого вентилятора н установкн в целом определяются по формуле (2).

Результаты экспериментов н расчетов вносятся в таблицу.

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1. После обработки опытных данных вычерчнваются характеристикн статического КПД, полного и статического давлений для каждого вентилятора, суммарные характеристики.

2. Для каждого вентилятора вычерчивается характеристика затраченной мощности.

3. Полученная суммарная характеристика полного давлення сопоставляется с суммарной характернстикой полного давления, построенной на основании экспернментальных данных лабораторной работы № 1 «Испытание радиального вентилятора».

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Б. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Схема установки приведена на рис. 4. Установка также представлнет собой камеру всасывания, но с подключеннем не одного, а двух последовательно соединеных вентиляторов.

Экспернментальным путем необходнмо вычнслнть суммарное динамическое н полное давление, затраты мощности и коэффициент полезного действия установкн.

Полученную суммарную характернстнку давления подлежит сопоставнть с суммарной характеристикой, построенной по результатам лабораторной работы № 1 «Испытание радиального вентилятора». Далее, в одном из режнмов совместной работы следует отключить один веитнлятор н проанализировать работу включенного.

Первый опыт выполняется при полном открытин диафрагмы, т. е. прн максимальном расходе воздуха. Остальные опыты ведутся при постепенном диафрагмировании сечения входного коллектора. Частоты вращения вентиляторов устанавлнваются в режиме максимальной подачи и в дальнейшем поддерживаются на этом уровне с помощью реостатов.

Совместная работа веитиляторов. Суммарная подача, м³/с, равна подаче одного вентилятора:

$$L_{\text{I}} = L_{\text{II}} = L_{(\text{I}+\text{II})} = \alpha F_{\text{к}} v.$$

Давление, создаваемое вентиляторамн на всасываннн, складывается нз разрежения в камере и потерь давления в соеднннтельном участке:

$$p_{\text{вс}} = |p_{\text{кам}}| + \Delta p_{\text{с.у}}$$

(прн этом потерямн во всасывающем коллекторе пренебрегаем).

Разрежение в камере измеряется с помощью U-образного манометра.

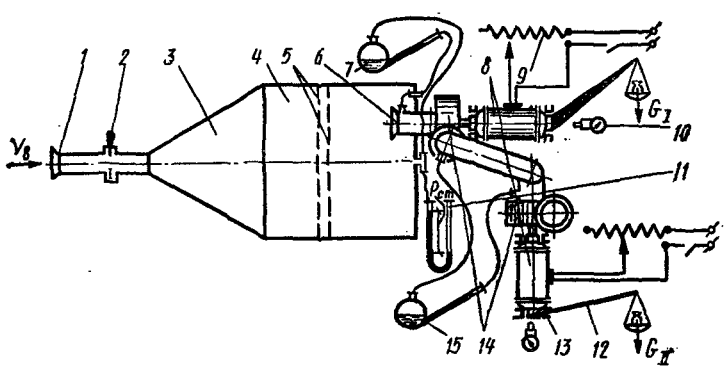


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

1—14 — см, условные обозначения к рис. 1; *15* — микроманометр для измерения $\Delta h_{\text{с.у}}$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

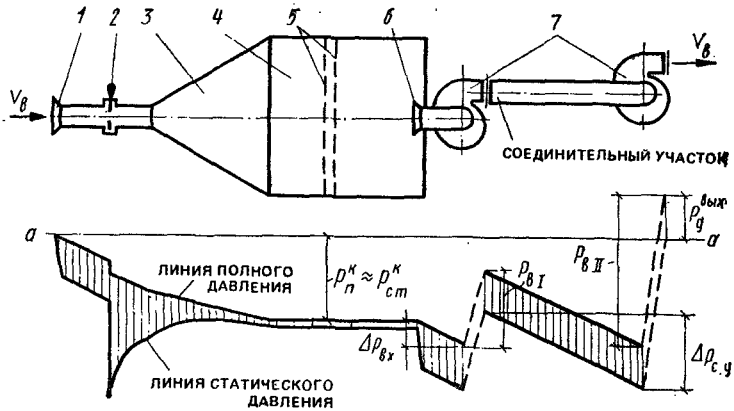


Рис. 5. Примерная эпюра распределения давлений в установке
1—6 — см. условные обозначения к рис. 1; *7* — веитилятор

Потери давлення в соединнтельном участке определяются по формуле

$$\Delta p_{с.у} = g\Delta h_{с.у}\rho \sin\alpha 10^{-3},$$

где $\Delta h_{с.у}$ — разность отсчетов по шкале микроманометра, мм.

Давленнс нагнетателя на выходе из установкн вычисляется расчетным путем по формуле

$$p_н = p_{д.вых} = (L_{(I+II)}/F_{вых})^2\rho_в/2.$$

Полное давление, создаваемое вентиляторамн, равио:

$$p_{(I+II)} = p_I + p_{II} = p_{вс} + p_н.$$

Примерная эпюра распределения давлений в установке показана на рис. 5.

Затраченную каждым вентилятором мощность, кВт, определяют по формулам:

$$N_I = \frac{9{,}81\,\pi G_I\, l_I\, n_I}{30}\,10^{-3};$$

$$N_2 = \frac{9{,}81\,\pi G_{II}\, l_{II}\, n_{II}}{30}\,10^{-3}.$$

Для упрощения экспериментальных расчетов целесообразно проводнть нспытання при одинаковой частоте вращения вентнляторов, т. е. $n_I = n_{II} = n$.

Суммарные затраты мощности

$$N_{(I+II)} = N_I + N_{II}.$$

Полный КПД установкн определяют по формуле

$$\eta = \frac{p_{в(I+II)} L_{(I+II)}}{N_{(I+II)}}\,10^{-3}.$$

Полученные результаты вносят в таблицу.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Работа установки при отключении одного из вентиляторов. При проведении такого анализа необходимо для произвольного режима работы установки построить характеристику сети, воспользовавшись равенством

$$\Delta p_c = p_{в\,(I+II)} = kL^2_{(I+II)}.$$

Затем следует отключить один из вентиляторов (при этом частота вращения работающего вентилятора не должна измениться).

Для включенного вентилятора необходимо определить экспериментально и расчетным путем по приведенным выше формулам параметры работы: подачу L, динамическое давление на выходе $p_{д.вых}$, статическое давление $p_{ст}$, полное давление $p_в$, затраты мощности N и η.

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1. После обработки опытных данных вычерчиваются суммарные характеристики полного, статического и динамического давлений и кривая изменения разрежения в камере.

2. Для каждого вентилятора вычерчивается характеристика затраченной мощности.

3. Полученная суммарная характеристика полного давления сопоставляется с суммарной характеристикой полного давления, построенной на основании экспериментальных данных лабораторной работы № 1 «Испытание радиального вентилятора».

4. Для произвольного режима работы вентилятора вычерчивается характеристика сети и сравнивается с характеристикой сети при отключении на этом режиме одного из вентиляторов.

РАБОТА № 3. ИСПЫТАНИЕ ЭЖЕКТОРА *

1. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Схема экспериментальной установки для испытания эжектора и графики распределения давлений представлены на рис. 6.

На всасывающем воздуховоде на расстоянии пяти калибров от коллектора и пяти калибров от шибера установлена пневмометрическая трубка для измерения динамического давления $p'_{дII}$ и определения количества подсасываемого воздуха L'_{II}. На уровне среза рабочего сопла имеется штуцер для определения статического давления в кольце вокруг сопла $p_{стII}$. В центр сопла точно на срезе подведена трубка для определения полного давления $p_{пI}$. На воздуховоде за вентилятором находится штуцер для определения статического давления в напорном воздуховоде $p_{стI}$.

В начале смесительного воздуховода на стенке поставлен штуцер для определения статического давления $p_{стIII}$, а в центре смесительного воздуховода на расстоянии пяти калибров от диффузора установлена пневмометрическая трубка для определения динамического давления $p_{дIII}$ и расхода воздуха L_{III}**.

---

* Описание работы выполнено доцентом, канд. техн. наук М. М. Барановым.

** Индекс I относится к потоку в рабочем воздуховоде, II′ — к потоку во всасывающем воздуховоде до сопла, II — к потоку во всасывающем воздуховоде на срезе в кольце вокруг сопла. III — к общему потоку в смесительном воздуховоде.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

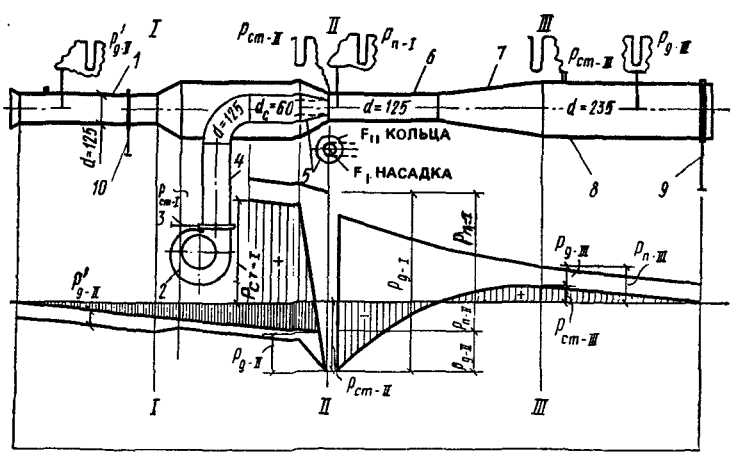


Рис. 6. Схема экспериментальной установки

1 — всасывающий воздуховод; *2* — радиальный вентилятор; *3* — шибер вентилятора; *4* — нагнетательный рабочий воздуховод; *5* — рабочее сопло; *6* — камера смешения (горловина); *7* — диффузор; *8* — смесительный воздуховод; *9* — шибер смесительного воздуховода; *10* — шибер всвсывающего воздуховода

Динамическое давленне на кромке сопла $p_{дI}$ определяется как сумма полного давления $p_{пI}$ и статнческого давления $p_{стII}$ в кольце на срезе сопла (истечение из сопла происходнт в среду с отрицательным давленнем $p_{стII}$).

Полное давленне подсасываемого потока в кольце в сеченнн II на срезе насадки $p_{пII}$ определяется как разность $p_{стII}$ н $p_{дII}$.

Динамическое давленне $p_{дII}$ определяют расчетным путом, так как измерить его не представляется возможным. Для этого предварнтельно находят расход подсасываемого воздуха L'_{II} до сопла. Зная $p_{дII}$, находят скорость воздуха v'_{II}, м/с, по формуле

$$v'_{II} = \sqrt{2p'_{д\,III}/\rho_в}.$$

Плотность воздуха можно определить по формуле

$$\rho_t = 353/(t+273),$$

где t — температура воздуха, °С.

Количество подсасываемого воздуха L'_{II}, м³/с, равно:

$$L'_{II} = v'_{II}F'_{II}k,$$

где v'_{II} — скорость во всасывающем воздуховоде, м/с; F'_{II} — площадь сечення всасывающего воздуховода, м²; k — коэффицнент неравномерности поля скоростей.

Отсюда скорость в кольцевом сеченнн равна:

$$v_{II} = L'_{II}/F_{II-k},$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

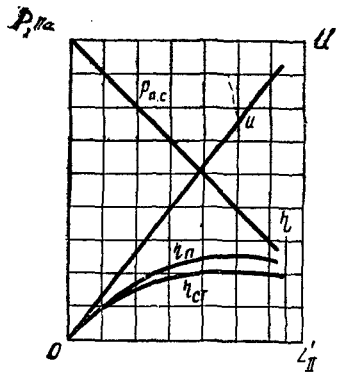


Рис. 7. Полная характеристика эжектора

$p_{п.с}$ — характеристика полного давления системы; u — коэффициент подмешивания; $\eta_{ст}$ — характеристика статического КПД; $\eta_п$ — характеристика полного КПД

где F_{II-k} — площадь кольцевого сечения, м², равная:

$$F_{II-k} = F_{II} - F_I = \frac{\pi}{4}\left(d_k^2 - d_c^2\right),$$

здесь F_{II} и F_I — площадь сечения, м², соответствеино камеры смешения и сопла (насадкн).

Динамическое давление в кольцевом сечении равно:

$$p_{дII} = \rho_в \frac{v_{II}^2}{2}.$$

Тогда полное давленне на всасыванни

$$p_{пII} = p_{стII} - p_{дII}$$

и полное давление системы

$$p_{п.с} = p_{пII} + p_{пIII},$$

где

$$p_{пIII} = p_{стIII} + p_{дIII}.$$

Полное давление в насадке $p_{пI}$ измеряют U-образным водяным манометром. Остальные давления нзмеряют с помощью микроманометра.

Расход рабочего воздуха равен:

$$L_I = v_I F_I,$$

где v_I — скорость воздуха прн выходе нз насадки, равная:

$$v_I = \sqrt{2p_{дI}/\rho_в}.$$

Расход L_I можно определить и по разности количеств смешанного и всасываемого воздуха в сеченни II′:

$$L_I = L_{III} - L'_{II}.$$

Количество смешанного воздуха L_{III}:

$$L_{III} = v_{III} F_{III} k,$$

где v_{III} — скорость воздуха в смесительиом воздуховоде, м/с; F_{III} — площадь сечения смесителыного воздуховода, м².

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Найдя расход воздуха по отдельным элементам системы эжектора и зная полные давления, определяем коэффициенты полезного действия:

статический КПД, характернзующий работу эжектора:

$$\eta_{ст} = L_{II}(p_{пII} + p_{пIII})/L_I p_{пI};$$

полный КПД, характернзующнй работу вентиляцнонной системы:

$$\eta_п = (L_{II}p_{пII} + L_{III}p_{пIII})/L_I p_{пI}.$$

Коэффицнент подмешивання u определяем как отношение количества подсасываемого воздуха L_{II} к количеству рабочего воздуха L_I

$$u = L_{II}/L_I.$$

Прн правильно рассчитанном н сконструнрованном эжекторе максимальный КПД будет при $u = 1$.

Зависимости $p_{п.с}$, u, $\eta_п$ н $\eta_{ст}$ от расхода L'_{II} следует представить в виде графнка (рис. 7).

РАБОТА № 4. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА В СЕТИ

1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В СЕТИ

Для того чтобы судить о распределении давления в вентнляцнонной сетн, обычно строят эпюру давлений. Рассмотрим построенне эпюры давленнй в простом всасывающе-нагнетательном воздуховоде постоянного сечення, когда на входе и на выходе давление равно атмосферному (рис. 8). Давления, превышающие атмосферное, будем откладывать вверх от линии барометрического давления (лнннн a—a), а давления, меньшне атмосферного (разрежения), — вниз. Отрнцательными могут быть полные и статические давления. Динамические давления всегда положнтельны. На всасывающей линии абсолютная величина $\Delta p_{ст} > \Delta p_п$, а в нагнетательной — $\Delta p_п > \Delta p_{ст}$.

При построении энюры давленнй относительно абсолютного вакуума (линия O—O) всегда

$$p_п = p_{ст} + p_д.$$

На входе в сеть (сечение I—I) полное давление складывается нз динамического давления, которое положнтельно н равно $0{,}5\rho_в v^2$, н статического давления (отрицательного), необходимого для преодолення сопротивления входу. В данном случае полное давление оказывается равным нулю ($\Delta p_{стI} = \Delta p_{дI}$).

На выходе из сети (сечение IV—IV) полное давленне используется для преодоления сопротивления выходу, статическое давленне равно нулю и, следовательно, $\Delta p_п = \Delta p_д$.

На рис. 8 показано полное давление, развиваемое вентилятором $p_в$. Оно складывается из давления во всасывающем отверстии, равного потерям давления во всасывающей линнн, и давления в нагнетательном отверстнн, которое расходуется на преодолеиие сопротнвлений в нагнетательной линии, т. е.

$$p_в = |\Delta p_{пII}| + |\Delta p_{пIII}|.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

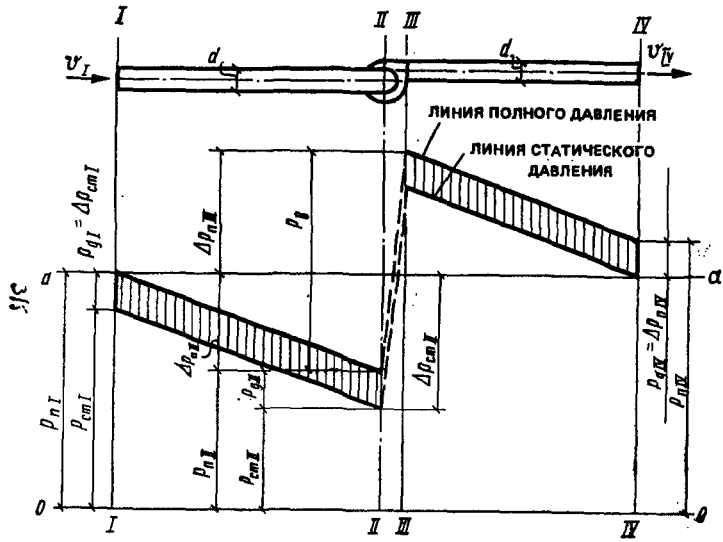


Рис. 8. Эпюра распределения давлений в воздуховоде
О—О — линия абсолютного вакуума; *а—а* — линия барометрического давления

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Экспериментальная установка включает в себя радиальный вентилятор, всасывающий и нагнетательный воздуховоды (рис. 9). На входе в сеть установлен входной коллектор. На нагнетательном участке имеются пластинчатый калорифер (постоянное местное сопротивление) и шиберная заслонка для изменения расхода воздуха.

В результате испытаний должны быть определены: 1) расход воздуха в вентиляционной сети; 2) основные параметры вентилятора, работающего в этой сети (полное давление, затрачиваемая мощность, коэффициент полезного действия, частота вращения рабочего колеса вентилятора); 3) эпюра давлений в сети, присоединенной к вентилятору; 4) характеристика сети.

Во время проведения эксперимента положение шиберной заслонки должно быть неизменным. Неизменной должна быть и частота вращения рабочего колеса вентилятора.

С помощью пневмометрической трубки и микроманометра определяется динамическое давление по оси воздушного потока в заданном сечении воздуховода. Микроманометр в заданных сечениях воздуховода служит для измерения статических давлений. Тахометр используют для определения частоты вращения рабочего колеса вентилятора.

Расход воздуха в системе (подача вентилятора) определяется по формуле

$$L = v_{0c} F k,$$

где v_{0c} — скорость на оси потока, м/с, равная:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$v_{oc} = \sqrt{2 p_{д\,(oc)} / \rho_в};$$

F — площадь поперечного сечения воздуховода, м^2; k — коэффициент неравномерности потока.

Динамическое давление на оси потока вычисляется по известной формуле

$$p_{д(oc)} = g \Delta h_д \rho \sin \alpha 10^{-3}.$$

Статические давления в заданных сечениях находят по формуле

$$p_{ст} = g \Delta h_{ст} \rho \sin \alpha 10^{-3}.$$

Динамические давления в этих сечениях равны:

$$p_{д(i)} = (L/F_i)^2 \rho_в / 2.$$

Полные давления в заданных сечениях определяют по формуле

$$p_п = p_{ст} \pm p_д$$

(знак «—» — для сечений, расположенных на стороне всасывания).

Затраченная мощность, кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{p_п L}{\eta_а \eta_{пер}} 10^{-3}.$$

Результаты эксперимента вносят в таблицу.

3. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

После обработки экспериментальных данных следует выполнить схематический чертеж установки с указанием заданных сечений и построить эпюру давлений. Пример такого построения приведен на рис. 9.

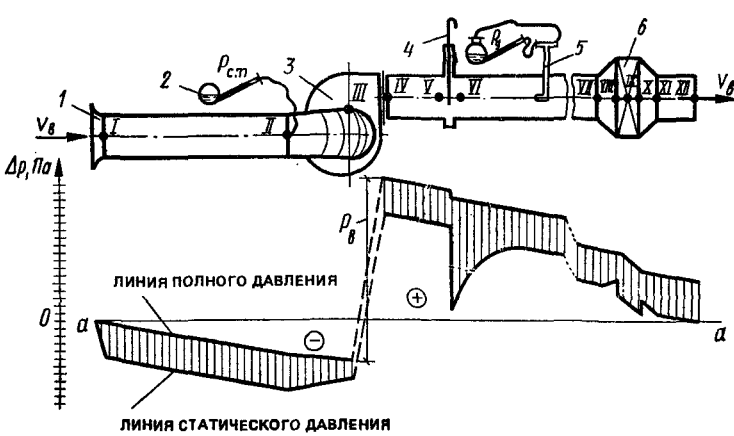


Рис. 9. Схема экспериментальной установки

1 — входной коллектор; *2* — манометр; *3* — радиальный вентилятор; *4* — шибер; *5* — пневмометрическая трубка; *6* — пластинчатый калорифер; *I—XII* — точки замеров

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

РАБОТА № 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

При подборе вентилятора для работы в сети всегда стремятся к тому, чтобы режим его работы соответствовал области эффективной работы, т. е. области с наибольшими значениями коэффициента полезного действия ($\eta = 0{,}9\eta_{max}$). Однако на практике в результате технологического процесса производства (или другой причине) часто возникает необходимость изменения режима работы вентилятора, т. е. изменения основных параметров его работы — подачи L, создаваемого давления p и потребляемой мощности N. Это достигается с помощью регулирования.

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

А. Регулирование с помощью осевого направляющего аппарата (ОНА). Экспериментальная установка включает в себя радиальный вентилятор, всасывающий и нагнетательный воздуховоды (рис. 10). На входе в сеть установлен входной измерительный коллектор. На входе в вентилятор расположен ОНА. На нагнетательном участке имеются пластинчатый воздухоподогреватель (постоянное местное сопротивление) и шиберная заслонка для изменения расхода воздуха.

а) Проведение эксперимента и обработка полученных данных. Устанавливая с помощью ОНА определенные углы закручивания потока от 90 до 0°, определяем: 1) расход воздуха в вентиляционной сети; 2) основные параметры работы вентилятора (полное давление, затрачиваемую мощность, частоту вращения рабочего колеса вентилятора).

Для более точного построения кривой регулирования необходимо иметь не менее пяти экспериментальных точек, т. е. во время испытания следует не менее пяти раз менять угол установки лопаток ОНА.

Первый опыт (режим I) выполняется при незакрученном потоке ($\alpha_1 = 90°$)*, т. е. при максимальном расходе воздуха.

Подача вентилятора L, м³/с, определяется по формуле (1).

Полное давление, создаваемое вентилятором, складывается из полных давлений во всасывающем и нагнетательном отверстиях:

$$p_в = |p_н| + |p_{вс}| = (p_{ст} + p_д)_н + (p_{ст} - p_д)_{вс}.$$

Статические давления определяются с помощью микроманометра

$$p_{ст} = g\Delta h_{ст}\rho \sin \alpha 10^{-3},$$

где $\Delta h_{ст}$ — разность отсчетов по шкале микроманометра, мм, измеренная соответственно на входе в вентилятор и выходе из него.

Динамические давления на входе и выходе определяются расчетным путем по формуле

$$p_д = v^2_{ср}\rho_в/2,$$

---

* При $\alpha_1 = 0°$ действие ОНА аналогично действию закрытой заслонки.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

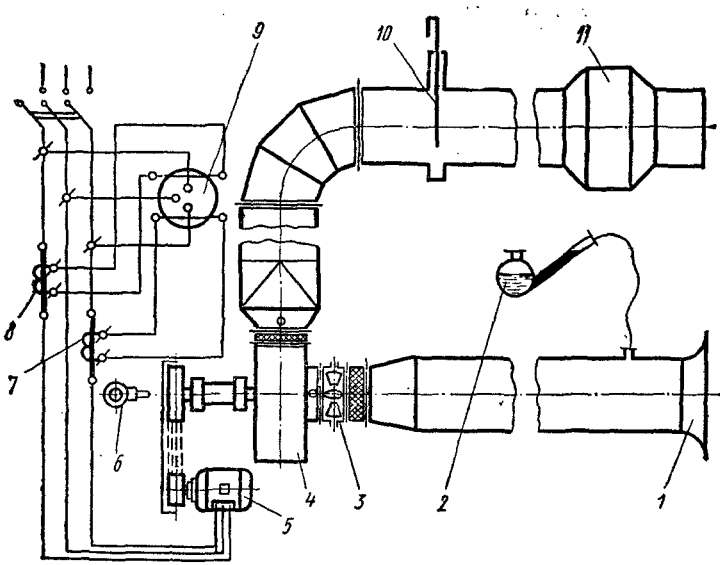


Рис. 10. Схема экспериментальной установки

1 — входной измерительный коллектор; *2* — микроманометр; *3* — осевой направляющий аппарат (ОНА); *4* — радиальный вентилятор; *5* — электродвигатель; *6* — тахометр; *7, 8* — трансформаторы тока; *9* — киловаттметр; *10* — шибер; *11* — пластинчатый воздухоподогреватель

где $v_{ср}$ — средняя скорость воздушного потока в рассматриваемом сечении, м/с, равная:

$$v_{ср} = L/F,$$

здесь F — площадь поперечного сечения, м², воздушного потока соответственно на входе или выходе из вентилятора.

Затрачиваемую мощность, кВт, для вентилятора определяем по формуле

$$N = k_{т.т} kW,$$

где kW — показания трехфазного киловаттметра, кВт; $k_{т.т}$ — коэффициент трансформации трансформаторов тока, равный:

$$k_{т.т} = I_{1т}/I_{2т},$$

здесь $I_{1т}$ и $I_{2т}$ — номинальные токи первичной и вторичной обмоток трансформаторов тока, взятые из его паспортных данных.

Для режима $\alpha_1 = 90°$ полученное значение мощности, кВт, можно сопоставить с потребляемой мощностью, определенной по формуле

$$N = \frac{p_в L}{\eta_в \eta_{пер}} 10^{-3},$$

где $\eta_в$ — КПД вентилятора, определяемый по его характеристике; $\eta_{пер}$ — КПД передачи (для клиноременной передачи $\eta_{пер} = 0{,}95$).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Результаты экспериментальных наблюдений и расчетов вносятся в таблицу.

б) Графическая часть. После обработки экспериментальных данных следует начертить кривую регулирования вентилятора — $N_{рег}(L)$.

Б. Регулирование вентилятора с помощью шибера. Сопоставим этот способ регулирования с рассмотренным.

а) Проведение эксперимента и обработка полученных данных. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 10.

Перекрывая с помощью шиберной заслонки сечение потока воздуха в воздуховоде, определяем: 1) расход воздуха в вентиляционной сети; 2) основные параметры работы вентилятора (полное давление, затрачениую мощность, частоту вращения рабочего колеса). Испытания проводятся на четырех-пяти режимах (для более точного построения характеристики затраченной мощности).

Первый опыт выполняется при максимальном расходе (шиберная заслонка выведена из потока); последний — при полностью перекрытом сечении потока. При остальных режимах шиберная заслонка устанавливается в какие-либо промежуточные положения.

Определение подачи вентилятора, полного давления и затраченной мощности аналогично изложенному выше.

Результаты экспериментальных наблюдений и расчетов вносятся в таблицу.

б) Графическая часть. После обработки экспериментальных данных следует начертить характеристику затраченной мощности вентилятора $N(L)$. Для оценки эффективности данного способа регулирования в сравнении с предыдущим следует сопоставить затрачениую мощность при уменьшении в 2 раза первоначальной (максимальной) подачи вентилятора.

В. Регулирование вентилятора путем изменения частоты вращения рабочего колеса вентилятора. Для более наглядного сопоставления данного способа регулирования с рассмотренными ранее испытания проводятся при частотах вращения рабочего колеса вентилятора n_0 и $n_1 = 0{,}5n_0$.

а) Проведение эксперимента и обработка полученных результатов. Подробное описание экспериментальной установки балансирного станка приведено в работе № 1 (см. рис. 1). Экспериментальным путем необходимо определить подачу вентилятора L, статическое давление $p_{ст}$, создаваемое вентилятором, и затраченную мощность N. Кроме того, необходимо вычислить динамическое давление $p_д$ и полное давление $p_в$ вентилятора. Для более точного построения характеристик затраченной мощности необходимо иметь не менее четырех-пяти экспериментальных точек для каждой кривой, т. е. во время испытания следует не менее четырех-пяти раз менять режим работы вентилятора. При переходе с одного режима на другой заданная частота вращения колеса контролируется с помощью тахометра.

Подача вентилятора измеряется с помощью коллектора.

Полное давление, Па, создаваемое вентилятором:

$$p_в = p_{ст.вс} + p_{д.вых},$$

где $p_{ст.вых}$ — статическое давление, создаваемое вентилятором на стороне всасывания и измеряемое с помощью U-образного маномет-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ра, Па; $p_{д\,вых}$ — динамическое давление на выходе, Па, определяемое расчетным путем:

$$p_{д.вых} = (L/F_{вых})^2 \rho_в/2,$$

где $F_{вых}$ — площадь выходиого отверстия вентилятора, м^2.

Затраченная мощность определяется с помощью мотор-весов

$$N = 9{,}81\pi Gln \cdot 10^{-3}/30,$$

где n — частота вращения ротора привода, мин$^{-1}$; G — сила взаимодействия электромагнитных полей статора и ротора, Н; l — длина рычага, м.

Полученные результаты вносятся в таблицу.

б) Графическая часть. После обработки полученных данных необходимо вычертить характеристики затраченной мощности при n_0 и n_1. Дать краткий анализ рассмотренных способов регулирования.

РАБОТА № 6. ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

1. ИСПЫТАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Стенды для испытаний дииамических насосов могут выполняться как по открытой схеме (т. е. со свободиым уровнем перекачиваемой среды, соединеиным с атмосферой), так и по закрытой. Вакуум на входе в насос (при проведеиии кавитационных испытаний) должен создаваться с помощью вакуумнасоса или задвижки на подводящем трубопроводе или путем измеиения положения уровия свободной поверхности на входе в иасос.

У стендов для параметрических и кавитационных испытаиий перед фланцем входного патрубка насоса должеи быть выполиеи прямолиией̆ный участок трубопровода длиной ие менее шести внутренних диаметров патрубка. На этом участке должны отсутствовать измеиения проходного сечения трубопровода и задвижки, с помощью которых регулируется подача насоса или давления на входе в насос. Прямолинейные участки трубопроводов, примыкающие к насосу, должиы иметь внутреиний диаметр, равный внутреннему диаметру соответствующего патрубка; допускается отклонение ие более ±5 %.

2. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ

Частота вращения привода должна определяться с помощью приборов или устройств, измеряющих непосредственно частоту вращения вала. К ним относятся тахомстры и строботахометры.

Подача насоса измеряется за иасосом с помощью приборов или устройств, иепосредственно измеряющих расход жидкости в трубопроводе.

Статическое давление, необходимое для определения напора насоса, должно измеряться на расстоянии 1,5—2,5 внутреиних диаметров трубопровода от соответствующего патрубка. При испытаии иа стендах иасосов, у которых входной патрубок соединен иепосредственно с баком (резервуаром) со свободным уровнем перекачиваемой жидкости, давление на входе в насос определяется

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

путем измерения положения уровня и давления воздуха под ним. Трубки соединительных линий между отверстиями для отбора давления и измерительными приборами (манометрами, вакуумметрами) должны иметь внутренний диаметр не менее 3 мм.

Мощность насоса определяется с помощью измерения крутящего момента на валу и частоты его вращения. При определении мощности насоса путем измерения электрической мощности приводящего двигателя следует пользоваться зависимостью КПД от мощности для данного электродвигателя.

Средства измерений должны выбираться таким образом, чтобы относительные предельные погрешности результатов испытаний на номинальном режиме не превышали в среднем 2 %.

3. ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ

Напорная характеристика представляет собой зависимость напора насоса от его подачи. На каждом режиме работы насоса должны измеряться и записываться в соответствующие таблицы: частота вращения вала, подача насоса, давление на входе и выходе из насоса (или разность указанных давлений), температура перекачиваемой жидкости.

Энергетическая характеристика представляет собой зависимость потребляемой мощности насоса и его КПД от подачи, на каждом режиме должны измеряться и записываться значения, названных выше показателей, а также мощность приводящего двигателя или крутящий момент на его валу.

Напорная и энергетическая характеристики насоса должны быть определены в интервале от нулевой подачи до подачи, превышающей не менее чем на 10 % наибольшую подачу рабочего интервала при обеспечении бескавитационного режима.

Кавитационная характеристика представляет собой зависимость допускаемого кавитационного запаса от подачи насоса. Кавитационная характеристика должна быть получена в результате снятия частных кавитационных характеристик (представляющих собой зависимость напора насоса от кавитационного запаса) при постоянных значениях подачи насоса.

4. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

При испытании насоса по схеме, приведенной на рис. 11, напор $H_и$, м, вычисляется по формуле:

$$H_и = 0{,}102\,\frac{p_{м2} - p_{м1}}{\rho} + 0{,}0827\,Q_и^2\left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4}\right) + \Delta Z_м,$$

где $Q_и$ — подача, м³/с; $p_{м1}$, $p_{м2}$ — давление жидкости соответственно на входе и выходе из насоса, Па; ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; d_1 и d_2 — внутренний диаметр соответственно подводящего и отводящего трубопроводов в местах измерения давления, м; $\Delta Z_м = Z_{м2} - Z_{м1}$ — расстояние по вертикали между отметками положения приборов измерения давления на выходе и входе в насос, м. Индекс «и» присваивается параметром, полученным для условий проведенного испытания.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

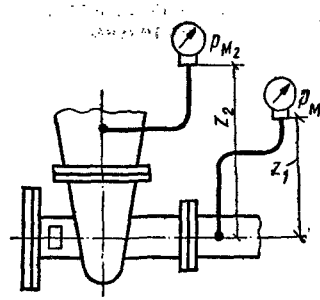


Рис. 11. Схема подключения приборов для снятия характеристик насоса

КПД насоса при испытании, %, определяется по формуле

$$\eta_{и} = 0{,}981 \frac{\rho Q_{и} H_{и}}{N_{и}},$$

где $N_{и}$ — мощность насоса, кВт.

Кавитационный запас $\Delta h_{и}$, м, находится по формуле

$$\Delta h_{и} = 0{,}102 \frac{\pm p_{м1} + p_{б} - p_{п}}{\rho} + Z_{м1} + 0{,}0827 \frac{Q_{и}^2}{d_1^4},$$

где $p_{б}$ — барометрическое давление, Па; $p_{п}$ — давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости на входе в насос, Па.

Допускаемый кавитационный запас $\Delta h_{д}$ определяется по формуле

$$\Delta h_{д} = R \Delta h_{к},$$

где $\Delta h_{к}$ — критическое значение кавитационного запаса Δh.

Величина K характеризует тип насоса и определяется по формуле

$$K = 2\pi n_{н} \frac{\sqrt{Q_{н}}}{(g H_{н})^{3/4}},$$

где $Q_{н}$ и $H_{н}$ — подача и напор при номинальном режиме; $n_{н}$ — номинальная частота вращения.

Коэффициент запаса R при отсутствии специальных требований к всасывающей способности насоса принимается равным 1,0—1,3.

Напорная, энергетическая и кавитационная характеристики строятся на одном поле чертежа и называются характеристикой насоса.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1981. — 197 с.

Борьба с шумом на производстве: Справочник / Под ред. Е. Я. Юдина. — М.: Машиностроение, 1985. — 399 с.

Вахвахов Г. Г. Работа вентиляторов в сети. — М.: Стройиздат, 1987. — 101 с.

Калинушкин М. П. Насосы и вентиляторы. — М.. Высш. школа, 1987. — 176 с.

Лагунов Л. Ф., Осипов Г. Л. Борьба с шумом в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1980. — 150 с.

Соломахова Т. С., Чебышева К. В. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. — М.: Машиностроение, 1980. — 176 с.

Стасюк В. М., Слоимский И. Б. Вентиляционные схемы АЭС — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 96 с.

Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Б. Б. Некрасова. — Минск.: Вышейш. школа, 1983. — 382 с.

Черкасский В. М. и др. Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 415 с.

Эльтерман Е. М., Эльтерман Л. Е. Эксплуатация вентиляционных систем химических производств. — Л.: Химия, 1986. — 112 с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

При пользовании предметным указателем следует иметь в виду, что в рубриках, представляющих собой сочетание прилагательного и существительного, применена инверсия — существительное поставлено на первое место.

А

Аппарат направляющий 156
— — встроенный 212
— — осевой 210—211
— — радиальный 211
— — упрощенный 211—212
— — цилиндрический 212—213
Аэродинамическая схема 180

Б

Балансировка динамическая 294
— статическая 293—294
Борьба с шумом 298—307
Быстроходность 153

В

Вариатор частоты вращения ременный 205
Вентилятор 5, 6, 28
— высокого давления 153
— диаметральный 6, 33—34, 43, 194—198
— дисковый 31, 42
— дутьевой 40, 41
— искрозащищенный 42, 148—150
— коррозионно-стойкий 147—148
— крышный 144—145
— мельничный 40, 151
— низкого давления 152
— общего назначения 145—146, 182
— осевой 30, 180—188

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

— переносной 153
— полустационарный 154
— потолочный (фен) 183—184
— пылевой 146—147
— радиальный 29, 140—154
— — малогабаритный, 42, 151
— — прямоточный 31, 42
— смерчевой 31, 42
Вентилятор специального назначения 146—152, 182—183
— среднего давления 152
— стационарный 154
— судовой 151—152
— шахтный 6, 152, 183—185
Вентиляторостроение 6
Вибрация 293
Виброизоляторы 295—297
Включение нагнетателей параллельное 101—109
— — последовательное 109—113
— — смешанное (комбинированное) 113—117
Воздуходувка 5
Вращение левое 142
— правое 142
Вредное пространство 251
Вставки мягкие 297
Выбор нагнетателей 286—291
Высота всасывания 234—236

Г

Газлифт (эрлифт) 38—39, 43—44
Гидромуфта 203—204
Гидропередача 5

Д

Давление вентилятора 25
— — теоретическое 55
Давление действительное 67
— динамическое 64
— полное 64
Двигатель гидравлический 5, 27
Диаграмма насоса индикаторная 236—238
Дросселирование 199—201
Дымосос 40, 41, 150—151

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Ж

Жидкость 8, 12, 13

З

Закручивание потока перед рабочим колесом 207—215
Запас кавитационный 136—139, 170

И

Источники шума 301

К

Кавитация 133—139
Квадрат конструкторский 71—72
Классификация нагнетателей 27—40
— рабочих колес по коэффициенту быстроходности 80
Колесо рабочее 29—36, 46, 50—51, 140—141, 215
Компрессор 5, 6, 28, 44, 171, 190—194, 243—263, 278—285
Корпус спиральный 29—36, 141
Коэффициент быстроходности 79—81
— гидравлического трения 14
— давления динамического 86
— — полного 86, 65—66
— — статического 86
— закручивания 62
— запаса 171—179
— местного сопротивления 16
— мощности 86
— подачи 85
— подмешивания 221
— полезного действия 26
— — — гидравлический 27, 68, 73
— — — компрессора 254—255
— — — механический 26, 27
— — — объемный 26, 27
— — — полный 86
— — — статический 86
— — — элеватора 224
— полного давления 65—66

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Л

Лопатка, загнутая вперед 63, 67
— — назад 63, 67
— листовая 62
— профильная 62
— радиальная 63, 67

М

Машина гидравлическая 5, 27
— воздуходувная 5, 27
Метод наложения характеристик 93—94
— Стодолы — Майзеля 56—58
Мощность 25
Муфта скольжения индукторная 204—205

Н

Нагнетатель 27
— динамический 28
— объемный 28
— осевой 42, 188—190
— пластинчатый 36
— пневматический 37—40
— поршневой 34—35
— роторный 43
— струйный 36—37, 43, 221—226
Напор 13, 21, 24
— теоретический 55
Насос 5, 6, 28
— багерный 41
— винтовой 269—270
— вихревой 32—33, 43, 215—221
— двухстороннего всасывания 159
— зубчатый (шестеренный) 35—36, 266
— конденсатный 41, 164
— многоступенчатый 162—164
— одностороннего всасывания 159
— одноступенчатый 155, 162
— питательный 41
— пластинчатый 36, 270—272
— поршневой 5, 43, 226—243
— сетевой 41, 164, 169

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

— центробежный 5, 6, 29—30, 154—171
— циркуляционный 41, 164, 168—169
Насосостроение 6
Нормирование шума 298—300

О

Области применения нагнетателей 40—44
Особенности работы (эксплуатационные) нагнетателей 117—129

П

Параметры основные 21—27
Патрубки входные 68
Подача 21
Подбор электродвигателей 291—292
Подбор лопастных нагнетателей 76—81
— насосов 169—171
Помпаж 132
Потери в зазоре 70—71
— давления 14, 68—75
— напора 14—16
Присоединение нагнетателя к сети 91—100
Профиль аэродинамический 19

Р

Работа нагнетателя в сети 87—139
— нагнетателей совместная 100—117
— сил давления 22
— — трения 22
— совершаемая рабочим органом 23
— удельная 11
Расход потока массовый 9
— — объемный 9
Регулирование осевых вентиляторов 187—188
— — насосов 190
— поршневых компрессоров 260—263
— радиальных вентиляторов 198—215
— центробежных насосов 201—202
Режим работы нагнетателя 93, 220
Решетки профиль 45

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

С

Сеть гидравлическая 16
Сила лобового сопротивления 46
— осевая 158—162
— подъемная 46
Скорость абсолютная 51, 61
— закручивания 62
— окружная 52, 61
— относительная 52, 61
— угловая 57
Скорости циркуляции 17, 50, 54—55
Соединение вентилятора с электродвигателем 142—145, 184, 185
Сопротивление гидравлическое 14, 87
— местное 16
Средства снижения шума 305—307

Т

Теорема Н. Е. Жуковского 47—50
— Томсона 18—19
Требования, предъявляемые к нагнетателям 28

У

Уравнение Д. Бернулли 13
— движения 9
— неразрывности потока 8
— сохранения импульса 16
— — энергии 10
— Эйлера 53—60
Уровень звукового давления 301—305
Установка нагнетателей 292—297
Устойчивость работы нагнетателей 130—133

Ф

Формула Дарси — Вейсбаха 14
Формулы пересчета 78—79

Х

Характеристика в квадрантах 104—105
— действительная 73—75

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

— кавитационная 137
— КПД 76
— полная 75—76, 180
— полного давления 75—76
— сети 87—90
— теоретическая 61—62
— универсальная безразмерная (отвлеченная) 85
— — индивидуальная 81—84, 157
— — совмещенная 83—85
Характеристики лопастных нагнетателей 61—76

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Основные условные обозначения 4
Введение 5
Глава 1. Основные понятия и определения 8
§ 1. Основные сведения из технической механики жидкости 8
§ 2. Основные параметры работы нагнетателей . . . 21
Глава 2. Классификация нагнетателей и область их применения 27
§ 3. Классификация нагнетателей 27
§ 4. Области применения различных нагнетателей . . 40
Глава 3. Теоретические основы работы лопастных нагнетателей 44
§ 5. Принцип работы и основы гидродинамики лопастных нагнетателей 44
§ 6. Теорема Н. Е. Жуковского 47
§ 7. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя 50
§ 8. Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса 53
§ 9. Характеристики лопастных нагнетателей . . . 61
§ 10. Подобие лопастных нагнетателей 76
§ 11. Универсальные характеристики 81
§ 12. Работа нагнетателей в сети 87
§ 13. Совместная работа нагнетателей 100
§ 14. Устойчивость работы нагнетателей 130
Глава 4. Конструкции лопастных нагнетателей 140
§ 15. Радиальные вентиляторы 140
§ 16 Центробежные насосы 154
§ 17. Центробежные компрессоры 171
§ 18. Осевые вентиляторы 180
§ 19. Осевые насосы 188
§ 20. Осевые компрессоры 190
§ 21. Диаметральные вентиляторы 194
§ 22. Регулирование нагнетателей 198

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава 5. Нагнетатели трения 215
§ 23. Вихревые насосы 215
§ 24. Струйные нагнетатели 221
Глава 6. Поршневые нагнетатели 226
§ 25. Поршневые насосы 226
§ 26. Поршневые компрессоры 243
Глава 7. Роторные нагнетатели 263
§ 27. Роторные насосы 263
§ 28. Ротационные компрессоры 278
Глава 8. Установка нагнетателей 286
§ 29. Выбор радиальных (центробежных) и осевых нагнетателей 286
§ 30. Подбор электродвигателей 291
§ 31. Установка нагнетателей 292
Глава 9. Борьба с шумом 298
§ 32. Нормирование шума 298
§ 33. Источники шума и определение уровня звукового давления 301
§ 34. Средства снижения шума 305
Приложение. Методические указания по выполнению лабораторных работ 308
Список литературы 328
Предметный указатель 329

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Поляков Вадим Владимирович
Скворцов Лев Серафимович

НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Мл. редактор *И. Б. Волкова*
Технический редактор *Л. Ю. Калева*
Корректор *Г. А. Кравченко*

ИБ № 4797

Сдано в набор 16.02.90. Подписано в печать 9.08.90. Формат 84×108$^{1}/_{32}$. Бумага № 2. Гарнитура «Литературная». Печать высокая. Усл. печ. л. 17,64. Усл. кр.-отт. 17,64. Уч.-изд. л. 18,08. Тираж 37 000 экз. Изд. № AI—2556. Заказ № 630. Цена 90 коп.

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 13 ПО «Периодика» Государственного комитета СССР по печати. 107005, Москва, Денисовский пер., д. 30

Отпечатано с матриц во Владимирской типографии Госкомитета СССР по печати. 600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/