Э. Е. Шнейдер

НАСОСЫ, КОМПРЕССОРЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ



З. С. ШЛИПЧЕНКО

НАСОСЫ, КОМПРЕССОРЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ТЕХНІКА»
КИЕВ — 1976

6П8.08
Ш69

УДК 621.65+621.51+621.63

Насосы, компрессоры и вентиляторы. Шлипченко З С., К., «Техніка», 1976, 368 с.

Изложены основные сведення о наиболее распространенных в пищевой промышленности гидравлических машинах: насосах, компрессорах и вентиляторах. Главное внимание уделено современным центробежным машинам. Приведены основные положения гидравлики, необходимые для выполнения различных инженерных расчетов, требующихся при разработке технологии, а также при конструировании и эксплуатации машин и аппаратов пищевых производств. Особое внимание уделено гидравлике трубопроводов при движении вязких жидкостей. Рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией оборудования предприятий пищевой промышленности. Может быть полезна студентам соответствующих специальностей.
Табл. 37, ил. 179, библиогр. 43.

Рецензенты *М. Н. Галиновский, О А. Штангеев,* инженеры

Редакция литературы по легкой, пищевой промышленности, торговле и бытовому обслуживанию
Заведующий редакцией инж. *Е. И. Касперская*

Ш $\frac{31306-143}{M202(04)-76}$ 68-76

© Издательство «Техніка», 1976 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В условиях быстрого научно-технического прогресса и огромного потока научно-технической информации труд инженера усложнился. Ему недостаточно сегодня тех знаний, которые были получены в вузе. Труд инженера может быть эффективным только при непрерывном повышении его эрудиции и уровня технических знаний.

В отчетном докладе Центрального Комитета КПСС XXV съезду Л. И. Брежнев сказал: «В современных условиях, когда объем необходимых для человека знаний резко и быстро возрастает, уже невозможно делать главную ставку на усвоение определенной суммы фактов. Важно прививать умение самостоятельно пополнять свои знания, ориентироваться в стремительном потоке научной и политической информации».

Современный инженер обязан не только уметь управлять теми или иными производственными процессами в соответствии с требованиями технологии, но и должен обеспечивать их оптимальное проведение на высоком техническом уровне, который отвечал бы достижениям науки в данной области.

Вот почему необходимо постоянное повышение квалификации инженерно-технических работников. В этом большую помощь им окажут различные пособия, в которых будут изложены различные современные технические решения и методы, основанные на фундаментальных теоретических положениях.

Нужны такие пособия и работникам пищевой промышленности, которая имеет свои специфические особенности. Почти во всех отраслях ее по условиям технологических процессов значительные количества жидких продуктов перемещаются между станциями производства. Часто нормальное течение технологических процессов обусловлено подачей больших количеств воздуха, технологических газов и пара. Поэтому такие пищевые предприятия как сахарные, спиртовые, пивоваренные, дрожжевые и другие обладают большим трубопроводным хозяйством.

Чтобы представить себе значение гидравлики и гидравлических машин в пищевой промышленности, достаточно привести такие данные. На сахарном заводе, перерабатывающем 6000 т

свеклы в сутки, находится в эксплуатации более 350 единиц насосно-компрессорного оборудования, которое потребляет 60—70% энергии, вырабатываемой заводскими генераторами, на таком заводе монтируется более 100 000 м металлических труб общей массой более 4500 т.

Все это требует от специалиста пищевых производств глубокого знания законов гидравлики и теоретических положений, на которых основана работа широко применяемых в пищевой промышленности гидравлических машин — насосов, компрессоров и вентиляторов.

Основное назначение данного пособия — помочь инженерно-техническим работникам пищевой промышленности в их повседневной творческой работе теоретически осмысливать и обосновывать расчет, выбор и рациональную эксплуатацию трубопроводного и насосно-компрессорного оборудования. Поэтому в пособии большое внимание уделяется гидравлике трубопроводов и нагнетателей. Приводятся гидравлические характеристики основных типов насосно-компрессорного оборудования пищевых производств и теоретические положения, на которых основана их работа.

В книге даны оригинальные примеры и методики, предложенные профессором Г. М. Знаменским.

Все замечания и пожелания просим направлять по адресу: *252601, Киев, 1, ГСП, Пушкинская, 28, издательство «Техніка».*

Часть первая

ГИДРАВЛИКА

Глава первая

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

ОБЩИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ В СОСТОЯНИИ ПОКОЯ

Жидкостью называется физическое тело, обладающее свойством текучести, т. е. не имеющее способности самостоятельно сохранять свою форму.

Жидкости, законы движения и равновесия которых изучаются в гидравлике, делятся на два класса: сжимаемые жидкости или газы, почти несжимаемые — капельные жидкости.

В гидравлике рассматриваются идеальные и реальные жидкости.

Идеальной называется такая жидкость, между частицами которой отсутствуют силы внутреннего трения. Вследствие этого она не сопротивляется касательным силам сдвига и силам растяжения. Идеальная жидкость совершенно не сжимается — она оказывает бесконечно большое сопротивление силам сжатия. Такой жидкости в природе не существует — это научная абстракция, необходимая для упрощения анализа общих законов механики применительно к жидким телам.

Реальная, или действительная, жидкость не обладает в совершенстве свойствами идеальной жидкости, она в некоторой степени сопротивляется касательным и растягивающим усилиям, а также отчасти сжимается. Для решения многих задач гидравлики этим отличием в свойствах идеальной и реальной жидкостей можно пренебречь. В связи с этим законы, выведенные для идеальной жидкости, могут быть применены к жидкостям реальным с соответствующими поправками, а иногда даже без них.

МОЛЕКУЛЯРНОЕ ДАВЛЕНИЕ И ПОВЕРХНОСТНОЕ НАТЯЖЕНИЕ

В гидравлике жидкость рассматривается как непрерывная однородная бесконечно делимая среда, частицы которой предполагаются настолько малыми, чтобы можно было считать жидкость сплошной, но достаточно большими, чтобы пренебречь силами взаимодействия между молекулами.

Тем не менее, рассматривая некоторые свойства жидкости, приходится учитывать проявление молекулярных сил. Так, например, известно, что силы, действующие на молекулы поверх-

ностного слоя жидкости, не уравновешены. Силы притяжения со стороны молекул внутренних слоев жндкости больше сил притяжения, действующих над ее поверхностью. Вследствие этого поверхностный слой оказывает так называемое молекулярное давленне на жидкость. Это давление очень велико и составляет, например, для спирта 236 МПа, для воды — 1079 МПа.

Естественно, что давления, обычно применяемые в практике, не оказывают на жидкость сколько-нибудь заметного влияния, так как предварительное давление, обусловленное молекулярным притяжением частиц, иесравненно больше того давления, с которым обычно приходится сталкиваться в практике. Этим, в частности, можно объяснить малую сжимаемость капельных жндкостей.

Силы взаимного притяжения молекул жидкости обусловливают не только описанное выше молекулярное давление, но и известное из физики поверхностное натяжение. Поверхностное натяжеиие проявляется в том, что поверхностный слой жидкости стремится всегда сократиться. Вследствие этого происходит поднятие уровня жидкости в капилляре в случае вогнутого мениска и — капиллярное опускание, если мениск выпуклый, т. е. когда жидкость не смачивает поверхность капилляра.

Поверхиостиое натяжение следует принимать во внимаиие при работе с жидкостными приборами для измерения давления, при исследовании некоторых случаев истечения из отверстий и др.

ДАВЛЕНИЕ ПАРОВ ЖИДКОСТИ. КАВИТАЦИЯ

Испарение жидкости с поверхности наблюдается при любой температуре. Интенсивность его зависит от температуры и давления. Если испарение происходит в ограниченное пространство, то плотность паров над жидкостью увеличивается. В этом случае увеличнвается вероятность столкновення отдельных частиц пара между собой и с массой жидкости.

Таким образом, одновременно с развитием процесса испарения развивается обратный ему процесс конденсации. В определенный момент устанавливается состояние равновесия, наступает максимально возможное при данной температуре насыщение пространства над жидкостью паром. Давление, соответствующее такому равиовесию, называется *упругостью насыщенных паров* прн данной температуре, или *давлением* паров жидкости при данной температуре. Если резко уменьшить давление над поверхиостью жидкости, то возникает иитенсивное испарение с поверхности и даже во всей массе, т. е. жидкость начинает кипеть. Этому способствует наличие в жидкости некоторого количества растворенных газов, частицы которых являются центрами возникновения пузырьков.

Такое вскипание с образованием большого количества пу-

зырьков, каверн-пустот в жидкости называют *паровой кавитацией.*

В общем случае явление кавитацни представляет собой образование разрывов сплошности в жидкости. Известно [17], что жидкости, не содержащие каких-лнбо примесей, способны выдерживать, не разрываясь, довольно высокие растягивающие усилия, иногда достигающие величин 314 МПа. Температурные флуктуации, приводящие к образованию паровых зародышей, понижают прочность воды до 157 МПа. Экспериментально доказано, что при соблюдении особых предосторожностей можно добиться того, чтобы вода выдерживала растягивающие напряжения в 27 МПа. Вместе с тем, на практнке в обычных лабораторных и натурных условиях кавитация наступает уже при давлениях, близких к давлению иасыщенных паров при данной температуре. Такое расхождение теоретических и опытных данных обусловлено тем, что естественная вода содержит ядра или зародыши кавитации в внде мельчайших твердых или газообразных частичек — включений. Это вредное явление, с которым приходится встречаться при работе иасосов, турбин и других гидромашин. Борьба с кавитацией является важнейшей технической проблемой.

Как было указано, кавитация возникает тогда, когда давление в жидкости p становится ииже давлення ее паров при данной температуре t. Для выяснения условий возникновения кавитации в воде можно пользоваться даннымн табл. 1.

Таблица 1

Зависимость давления насыщенного водяного пара от температуры

t, °C	p, Па	t, °C	p, Па	t, °C	p, Па
0	608	40	7377	75	38553
5	863	45	9584	80	47382
10	1226	50	12361	85	57781
15	1707	55	15696	90	70141
20	2335	60	19914	95	84562
25	3169	65	25015	99,1	98100
30	4258	70	30396	100	101137
35	5621				

ПЛОТНОСТЬ ЖИДКОСТИ

Плотностью однородного жидкого тела называется отношение массы тела к его объему:

$$\rho = \frac{m}{V}, \qquad (1.1)$$

где ρ — плотность, кг/м^3;
m — масса тела;
V — объем.

Плотность жидкости изменяется при изменении температуры и давления. Зависимость плотности воды от температуры приведена в табл. 2.

Таблица 2

Зависимость плотности воды от температуры

t, °С	ρ, кг/м³	t, °С	ρ, кг/м³	t, °С	ρ, кг/м³
0	999,9	50	988,1	100	958,4
4	1000,0	60	983,2	150	917,2
10	999,7	70	977,8	200	862,8
20	998,2	80	971,8	250	794
30	995,7	90	965,3	300	700
40	992,2				

Таблица 3

Относнтельная плотность сахарных растворов в завнсимости от

t, °С	Содержание							
	0	5	10	15	20	25	30	35
0	1,000	1,020	1,040	1,002	1,085	1,108	1,132	1,157
5	1,000	1,020	1,040	1,062	1,084	1,107	1,131	1,156
10	1,000	1,019	1,040	1,062	1,083	1,106	1,130	1,155
15	0,999	1,019	1,039	1,060	1,082	1,105	1,129	1,154
20	0,998	1,018	1,038	1,059	1,081	1,104	1,127	1,152
25	0,997	1,016	1,037	1,058	1,080	1,102	1,126	1,150
30	0,996	1,014	1,035	1,056	1,078	1,100	1,124	1,148
35	0,994	1,013	1,034	1,055	1,076	1,098	1,122	1,146
40	0,992	1,012	1,032	1,053	1,074	1,096	1,120	1,144
45	0,990	1,010	1,030	1,050	1,072	1,094	1,117	1,141
50	0,988	1,008	1,028	1,048	1,070	1,092	1,115	1,139
55	0,986	1,005	1,025	1,046	1,067	1,089	1,112	1,136
60	0,983	1,003	1,023	1,043	1,065	1,087	1,110	1,134
65	0,981	1,000	1,020	1,041	1,062	1,084	1,107	1,131
70	0,978	0,998	1,018	1,038	1,059	1,081	1,104	1,128
75	0,975	0,995	1,015	1,035	1,056	1,078	1,101	1,125
80	0,972	0,992	1,012	1,032	1,053	1,075	1,098	1,122
85	0,969	0,989	1,009	1,029	1,050	1,072	1,095	1,119
90	0,965	0,985	1,005	1,026	1,047	1,069	1,092	1,115
95	0,962	0,982	1,002	1,022	1,043	1,065	1,088	1,112
100	0,958	0,979	0,998	1,019	1,040	1,062	1,085	1,108

Если жндкое тело неоднородио, то формула (1.1) определяет лишь среднюю плотность по объему.

Относительной плотностью жидкости δ называется отношение массы данного тела н дистнллнрованной воды, взятой в том же объеме при 4° С.

Таблица 4

Зависимость плотности жидких тел от температуры

Жидкость	ρ, кг/м³	*t*, °С
Вода дистиллированная	1000	4
» морская	1020—1030	4
Алкоголь безводный	795	20
Глицерин	1260	0
Бензин	745—755	15
Керосин	760	15
Воздух	1,183	20
»	1,293	0
Известковое молоко (20% CaO)	1190	15
Меласса (кормовая патока)	1350—1400	15

концентрации и температуры (по воде при $t=4°C$)

сухих веществ, %							
40	45	50	55	60	65	70	75
1,183	1,210	1,238	1,266	1,296	1,326	1,357	1,390
1,182	1,208	1,236	1,264	1,294	1,324	1,355	1,388
1,181	1,207	1,234	1,262	1,292	1,322	1,353	1,385
1,179	1,205	1,232	1,260	1,290	1,320	1,351	1,383
1,177	1,203	1,230	1,258	1,287	1,317	1,349	1,381
1,175	1,201	1,228	1,256	1,285	1,315	1,346	1,378
1,173	1,199	1,226	1,254	1,285	1,313	1,344	1,378
1,171	1,197	1,224	1,252	1,281	1,310	1,341	1,373
1,169	1,194	1,221	1,249	1,278	1,308	1,339	1,371
1,166	1,192	1,219	1,247	1,275	1,305	1,337	1,368
1,164	1,189	1,216	1,244	1,273	1,302	1,334	1,365
1,161	1,186	1,213	1,241	1,270	1,300	1,331	1,362
1,158	1,184	1,210	1,238	1,267	1,297	1,328	1,360
1,155	1,181	1,208	1,235	1,264	1,294	1,325	1,357
1,152	1,178	1,205	1,232	1,261	1,291	1,322	1,354
1,149	1,175	1,202	1,229	1,258	1,288	1,319	1,351
1,146	1,171	1,199	1,226	1,255	1,285	1,315	1,347
1,143	1,168	1,195	1,223	1,251	1,281	1,312	1,344
1,140	1,165	1,192	1,220	1,248	1,278	1,309	1,341
1,137	1,162	1,188	1,212	1,245	1,275	1,305	1,338
1,133	1,158	1,185	1,213	1,241	1,272	1,302	1,334

Плотность водных растворов различных веществ, в том числе и пищевых продуктов, зависит не только от температуры, но и от концентрации растворенного в воде вещества (табл. 3).

Данные о плотности некоторых жидких тел приведены в табл. 4, а зависимость плотности воды от давления — в табл. 5.

Таблица 5

Зависимость плотности воды от давления

p, МПа	ρ, кг/м³		p, МПа	ρ, кг/м³	
	t=0 °С	t=40 °С		t=0 °С	t=40 °С
0,1	999,9	992,2	196,1	1084	1066
49,033	1024	1014	392,3	1146	1120
98,060	1046	1032	784,5	—	1201
			1176,8	—	1261

Как следует из данных табл. 5, вода является практически несжимаемой жидкостью; коэффициент объемного сжатия воды постоянен в интервале давлений 0,1—100 МПа и составляет $\sim 0{,}5 \cdot 10^{-9}$ Па$^{-1}$.

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ ПРИ ОТНОСИТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

ВЯЗКОСТЬ КАПЕЛЬНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

При относительном движении реальных жидкостей проявляются касательные силы сцепления между частицами, как бы тормозящие скольжение слоев. Эти силы характеризуют величину внутреннего трения, или вязкости, жидкости.

Рассмотрим поток жидкости, все слои которого движутся параллельно (рис. 1). Разделим этот поток на отдельные слои толщиной dn и допустим, что скорость частиц жидкости от слоя к слою изменяется согласно эпюре скоростей. Величина градиента скорости $\frac{dU}{dn}$ определяется тангенсом угла наклона касательной к эпюре скоростей в рассматриваемой точке ($\mathrm{tg}\beta$) и характеризует интенсивность изменения скорости в направлении, перпендикулярном к ней.

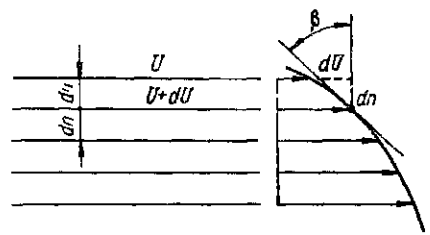


Рис. 1. Схема потока вязкой жидкости.

Сила внутреннего трения T между частицами не зависит от давления в жидкости и пропорциональна поверхности соприкосновения F трущихся слоев, относительной скорости их перемещения и зависит от рода жидкости. Закон внутреннего трения, установленный Ньютоном, выражается формулой

$$T = \mu F \frac{dU}{dn}, \qquad (1.2)$$

где μ — коэффициент абсолютной, или динамической, вязкости.

Сила трения, отнесенная к единице площади трущихся слоев, является напряжением силы трения:

$$\tau = \frac{T}{F} = \mu \frac{dU}{dn}. \qquad (1.3)$$

Из этого выражения следует, что при $\frac{dU}{dn} = 1$ $\mu = \tau$, т. е. коэффициент абсолютной, или динамической, вязкости выражает напряжение сил внутреннего трения в данной жидкости, которое возникает при единичном градиенте скорости.

Кроме абсолютной, или динамической, вязкости жидкости пользуются кинематической, или условной вязкостью (ВУ).

Кинематической вязкостью называется отношение абсолютной вязкости к плотности жидкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \qquad (1.4)$$

Как известно [3], влияние давления на вязкость капельных жидкостей сказывается в области высоких давлений. Поэтому, в тех случаях, когда давление не превышает $\sim$ 10 МПа, изменением вязкости от давления пренебрегают. Вязкость, главным образом, зависит от рода жидкости и температуры (табл. 6 и 7). Обычно зависимость вязкости от температуры для различных жидкостей определяется по экспериментальным формулам, графикам, таблицам.

Таблица 6

Зависимость кинематического коэффициента вязкости воды от температуры

t, °С	ν, м²/с	t, °С	ν, м²/с	t, °С	ν, м²/с
0	$1{,}78\ 10^{-6}$	12	$1{,}24 \cdot 10^{-6}$	30	$0{,}81 \cdot 10^{-6}$
5	$1{,}51 \cdot 10^{-6}$	15	$1{,}14 \cdot 10^{-6}$	40	$0{,}66 \cdot 10^{-6}$
10	$1{,}31 \cdot 10^{-6}$	20	$1{,}01 \cdot 10^{-6}$	50	$0{,}55 \cdot 10^{-6}$

Таблица 7

Значения коэффициента вязкости μ для различных жидкостей

Жидкость	t, °С	μ, П
Бензин (δ=0,7—0,72)	15	0,0060—0,0065
Керосин (δ=0,82—0,83)	15	0,020—0,025
Глицерин	2,8	42,2
»	8,1	25,2
»	14,3	13,9
»	26,5	4,93
Ртуть	21,4	0,0185
»	0	0,0117
»	99	0,0122
Алкоголь	18	0,0131
Касторовое масло	20	10,2

Вязкость сахарных растворов свеклосахарного производства зависит не только от температуры, но также от концентрации и присутствия несахаров в растворе. Причем, значение вязкости увеличивается с увелнчением концентрацни, уменьшением температуры сахарного раствора и уменьшением содержания несахаров, т. е. с увеличением доброкачественности (табл. 8).

Таблица 8

Вязкость сахарных растворов, сП

Доброкачественность	Содержание сухих веществ, %					
	76	78	80	82	84	86
	Температура 40° С					
60	435	806	1690	3960	11200	40000
70	456	863	1830	4340	12400	—
80	480	919	1990	4710	13600	—
90	503	977	2120	5080	14800	—
100	526	1030	2260	5450	16000	—
	Температура 80° С					
60	49	73	115	199	383	844
70	50	75	118	205	396	883
80	51	76	120	210	408	922
90	51	78	123	216	421	—
100	52	78	125	222	434	—

НЕКОТОРЫЕ СВОЙСТВА НЕНЬЮТОНОВСКИХ (АНОМАЛЬНЫХ) ЖИДКОСТЕЙ

Существуют жидкости, которые не полностью подчиняются закону трения Ньютона (1.2). Такие жидкости называются неньютоновскими, или аномальными. У большинства из них режим текучести наступает только после того, как напряжение сил внутреннего трения между частицами τ превысит некоторое определенное для даиной жидкости значение начального напряжения τ_0. После достиженння значения τ_0 абсолютное значение общего напряжения сил трения τ в движущейся жидкости может увеличиваться или уменьшаться.

Напряжение сил трения в аномальной жидкости определяется зависимостью

$$\tau = \tau_0 \pm \mu_к \frac{dU}{dn} . \qquad (1.6)$$

Характерная особенность неньютоновских жидкостей состонт в том, что их кажущаяся вязкость $\mu_к$ не является константой данной жидкости. Она зависнт уже не только от температуры $t°$ и давления p, но и от скорости сдвига $\frac{dU}{dn}$, продолжительности

его действия и других факторов. В зависимости от этих факторов неньютоновские жидкости условно делятся на три группы, каждая из которых, в свою очередь, подразделяется на подгруппы.

К первой группе относят так называемые вязкие, или стационарные, неньютоновские жидкости, для которых градиент скорости не зависит от времени:

бингамовские пластичные жидкости (например, очень густые суспензии, шламмы, пасты), для которых $\tau > \tau_0$;

псевдопластичные жидкости, которые начинают течь как и ньютоновские, но с увеличением градиента скорости $\frac{dU}{dn}$ их кажущаяся вязкость $\mu_к$ уменьшается (например, растворы многих полимеров);

дилатантные жидкости, которые отличаются от псевдопластичных тем, что с ростом $\frac{dU}{dn}$ кажущаяся вязкость $\mu_к$ увеличивается (например, суспензии с большим содержанием твердой фазы).

Ко второй группе относят неньютоновские жидкости, у которых зависимость между $\frac{dU}{dn}$ и τ изменяется во времени. У таких жидкостей кажущаяся вязкость зависит не только от градиента скорости, но и от продолжительности сдвига. К ним относятся, например, многие масляные краски, а из молочных продуктов — простокваша и кефир. Эти жидкости обладают тиксотропией, т. е. способностью к разрушению структуры и возрастанию текучести с увеличением продолжительности действия напряжений сдвига. После снятия напряжения структура постепенно восстанавливается, а течение прекращается.

Ко второй группе относят также реопектантные жидкости, которые отличаются от тиксотропных тем, что с увеличением продолжительности воздействия напряжений сдвига их текучесть снижается.

И, наконец, к третьей группе относят вязкоупругие жидкости, которые текут под воздействием напряжений сдвига, но после снятия этих напряжений они частично восстанавливают свою форму как упругие твердые тела. Такими свойствами обладают некоторые смолы и тестообразные тела.

Все неньютоновские жидкости обладают кажущейся вязкостью, значительно превышающей вязкость воды. Более подробно свойства неньютоновских жидкостей описаны, например, в работах [14, 32]. При изучении свойств неньютоновских жидкостей необходимо определять количественные связи между касательными напряжениями и скоростями сдвига. Наука, устанавливающая наиболее общие законы связей между касательными напряжениями и скоростями сдвига, называется *реологией*.

ВЯЗКОСТЬ ГАЗОВ

Коэффициент абсолютной вязкости μ определяется в соответствии с кинетической теорией газов:

$$\mu = k_v \rho v_t l, \tag{1.7}$$

где k_v — коэффициент пропорциональности, принимающий значения (0,31—0,49) в зависимости от распределения скоростей v_t и характера удара молекул газа в их тепловом движении;

$\rho = nm$;

здесь n — число молекул газа в еднннце объема;

m — масса молекулы газа;

l — длина свободного пробега молекулы.

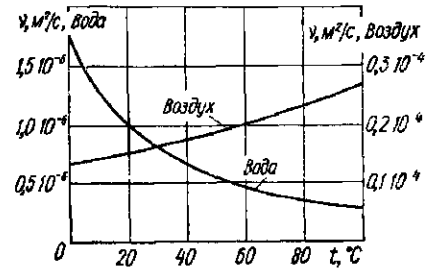


Рис. 2. Завнсимость кинематического коэффициента вязкости воздуха и воды от температуры.

Кинематическая вязкость газа может быть найдена из выражения

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = k_v v_t l. \tag{1.8}$$

Таким образом, абсолютная и кинематическая вязкости газов зависят от скорости теплового движения. С повышением температуры вязкость газа увеличивается (рис. 2).

ВЯЗКОСТЬ СУСПЕНЗИЙ

Вязкость жидкостей, содержащих твердые взвешеиные частицы, т. е. суспензий, определяется по данным Гатчека в зависимости от концентрации взвешенных частиц

$$\mu = \mu_0 (1 + 4{,}5\eta), \tag{1.9}$$

где μ_0 — вязкость чистой жидкости;

η — объемная концентрация взвешенных частиц.

ИЗМЕРЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТЕЙ. ВИСКОЗИМЕТРЫ

Вопросам измерения вязкости жидкостей посвящена обшириая лнтература, в которой описаны принципы работы и конструкции приборов для измерения вязкости — вискознметров. Внскозиметры бывают различных типов.

Капиллярные внскозиметры используют неодинаковую способность жидкостей, обладающих различной вязкостью, протекать через капиллярную трубку. Например, вискозиметр Оствальда — Пинкевича представляет собой U-образную вертикальную трубку, в правое колено которой впаян капилляр (рис. 3). С помощью этого вискозиметра измеряется кинематиче-

ский коэффициент вязкости ν по времени истечения исследуемой жидкостн нз положения *А—А* в положение *Б—Б:*

$$\nu = \nu_0 \frac{t_и}{t_0}, \qquad (1.10)$$

где ν_0 — кинематический коэффициент вязкости стандартной жидкости;

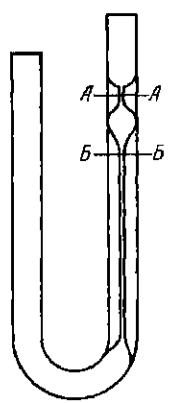
$t_и$ — время, в течение которого уровень исследуемой жидкости опустится из положения *А—А* в положение *Б—Б;*

t_0 — время, в течение которого уровень стандартной жидкости (чаще всего воды) опустится из положения *А—А* в положение *Б—Б.*

Капиллярные вискозиметры применяются для измерения вязкости, главным образом, маловязких жидкостей.

Крутильные (торзионные) вискозиметры используют различную тормозящую способность жидкостей, обладающих различной вязкостью, которая проявляется при вращении цилиндрического тела в покоящейся жидкости. К приборам такого типа относится вискозиметр Воларовича (рис. 4). Для того, чтобы провернуть на некоторый угол внутренний подвижный цнлиндр, погруженный в исследуемую жидкость, необходимо приложить определенное усилие, зависящее от вязкости исследуемой жидкости. Шкала вискозиметра проградуирована в единицах коэффициента вязкости μ или единицах, пропорциональных ему.

Вискозиметры с падающим шариком (рис. 5) используют способность жидкостей, обладающих различной вязкостью, оказывать сопротивление движению свободно падающего шарика. Зная диаметр шарика, плотность материала, из которого он изготовлен, плотность испытуемой жидкости и фиксируя время падения шарика между двумя отмеченными поверхностями в испытуемой жидкости, находящимися на заданном расстоянин друг от друга, можно определить динамическую вязкость μ жидкости. На этом принципе и построен вискозиметр Гепплера.



Рнс. 3. Капиллярный внскозиметр.

В технической практике для определеиия вязкости жидкости часто используют вискозиметр Энглера. При помощи этого внскозиметра измеряют не абсолютную, а условную вязкость (ВУ), которая определяется отиошением времени истечения некоторого объема исследуемой жидкости через калиброванное отверстие ко времени истечения такого же объема дистнллированной воды (рис. 6).

Вискозиметр Энглера состоит из двух концеитрнчески расположеиных латунных резервуаров *2* и *3*.

В центре сферического диа виутреннего резервуара *3* имеется калибровапиое отверстие с трубкой, через которую выливается

испытуемая жидкость. Отверстие отводной трубки *4* закрывается игольчатым клапаном *5*. Внешний резервуар *2* одновременно служит термостатом. Температура испытуемой жидкости определяется термометром *1*.

При измерении вязкости испытуемую жидкость наливают во внутренний резервуар *3*, а затем открывают игольчатый кла-

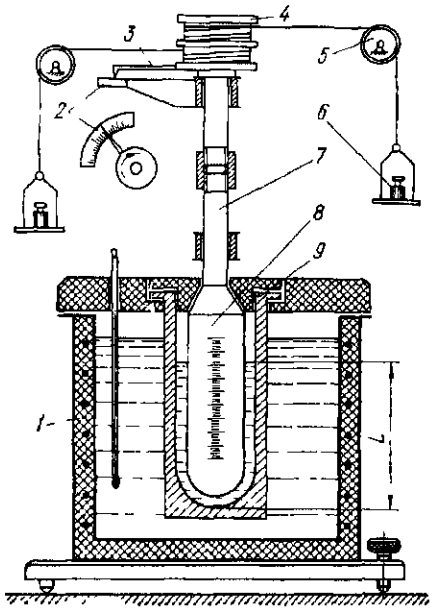


Рис. 4. Крутильный (торсионный) вискозиметр:

1 — термостат; *2* — шкала; *3* — указатель динамометра; *4, 5, 6* — элементы динамометра; *7* — вал; *8* — вращающийся цилиндр; *9* — неподвижный цилиндр.

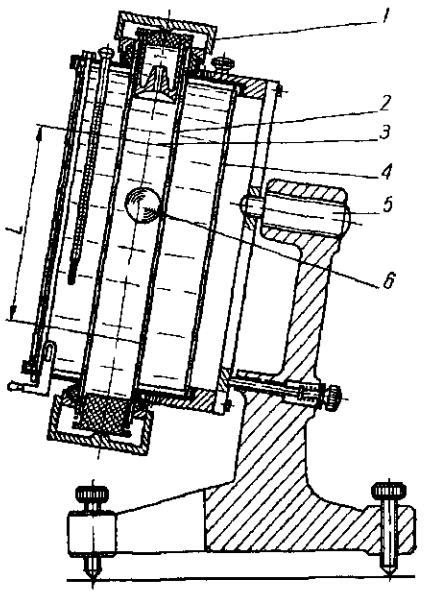


Рис. 5. Вискозиметр с падающим шарнком:

1 — зажимная крышка; *2* — стеклянная калиброванная трубка; *3* — метка начала отсчета; *4* — термостат; *5* — поворотная ось; *6* — шарик.

пан *5* и определяют время истечения $t_и$ этого количества испытуемой жидкости прн данной температуре $t°$. Вязкость в градусах условной вязкости определяется отношением

$$°ВУ = \frac{t_и}{t_0}, \qquad (1.11)$$

где t_0 — время истечения того же количества дистиллированной воды при температуре 20° С.

Коэффициент кинематической вязкости, м²/с, исследуемой жидкости может быть определен по формуле

$$\nu_t = \left(0{,}0731°ВУ - \frac{0{,}0631}{°ВУ}\right) \cdot 10^{-4}. \qquad (1.12)$$

Коэффициент динамической вязкости, Н·с/м^2, может быть определен как

$$\mu = \left(7{,}24°\text{ВУ} - \frac{6{,}25}{°\text{ВУ}}\right)\rho \cdot 10^{-6}. \qquad (1.13)$$

В литературе имеются описания вискозиметров непрерывного действия. В частности, обращают на себя внимание различные вибрационные вискозиметры, позволяющие автоматизировать процессы измерения и контроля вязкости, особенно в условиях высоких температур и агрессивных сред [26]. Принцип работы этих вискозиметров основан на использовании свойства жидкостей оказывать сопротивление колебательному движению рабочего элемента, погруженного в жидкость. В качестве рабочего элемента могут использоваться цилиндры, сферы, пластинки и т. д. Эти приборы позволяют использовать современные средства электроники и повысить точность определения вязкости вплоть до значений, при которых максимальная погрешность измерения не превышает одного процента.

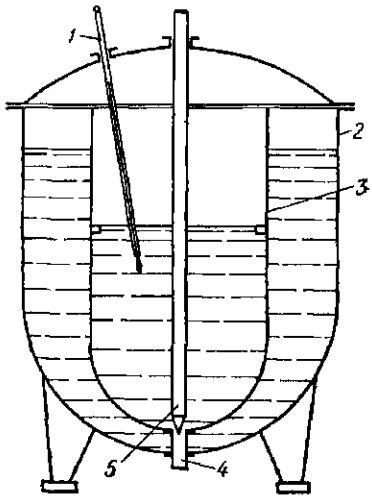


Рис. 6. Схема вискозиметра Энглера.

Глава вторая

ГИДРОСТАТИКА

Гидростатика — это раздел гидравлики, изучающий законы механикн, которым подчиняются жидкости, находящиеся в состоянии абсолютного или относительного покоя.

Под абсолютным покоем следует поиимать такое состояние равновесия жидкости, при котором отсутствует взаимное перемещение не только отдельных элементов рассматрнваемого объема, но и перемещение их относительно внешней системы, в которой покоится жидкость.

Под относительным покоем понимают равновесне жидкости относительно внешней системы, которая может перемещаться в пространстве.

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЖИДКОСТЬ

Различают два вида внешних сил, действующих на элемент объема жидкости,— поверхностные и массовые силы.

Поверхностными называются силы, которые действуют на поверхности рассматриваемых элементов. Эти силы подразделя-

ются на нормальные и касательные. К нормальным поверхностным силам относятся, например, внешние силы давления, а к касательным — силы внутреннего трения.

Массовыми называются силы, действие которых на рассматриваемый элемент численно пропорционально массе этого элемента. К массовым силам относятся, например, силы тяжести и силы инерции.

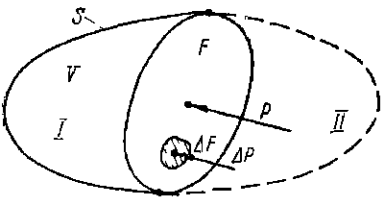


Рис. 7. Схема действия гидростатического давления.

В гидростатике рассматриваются только нормальные поверхностные силы давления и массовые силы. Касательные силы не учитываются, так как в состоянии равновесия (в статике) касательные напряжения в жидкости равны нулю.

Массовые силы обычно характеризуются величинами, отнесенными к единице массы, т. е. ускорениями.

Гидромеханическое давление. В покоящейся жидкости рассмотрим некоторый объем V, ограниченный поверхностью S (рис. 7). Разрежем объем V произвольной плоскостью на две части — I и II. Отбросим часть II и заменим ее действие на часть I равнодействующей силой P, равномерно распределенной по площади сечения F. Тогда среднее давление в сечении ΔF можно определить величиной

$$p_{ср} = \frac{\Delta P}{\Delta F}.$$

Если площадь ΔF непрерывно уменьшать, то одновременно с приближением ее к нулю среднее гидромеханическое давление будет приближаться к пределу

$$p = \lim_{\Delta F \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta F} = \frac{dP}{dF}. \qquad (2.1)$$

Уравнение (2.1) выражает истинное или единичное гидромеханическое давление в точке. Таким образом, силу давления, действующую на какую-либо элементарную поверхность, можно определить как

$$dP = p dF. \qquad (2.2)$$

Гидромеханическое давление в жидкости, находящейся в состоянии покоя, называется гидростатическим, а в жидкости движущейся — гидродинамическим. Гидромеханическое давление в точке будем называть абсолютным гидромеханическим в отличие от избыточного гидромеханического или вакуума. Избыточным гидромеханическим давлением в точке называется разность между абсолютным и атмосферным давлением

$$p_{изб} = p_{абс} - p_{ат}. \qquad (2.3)$$

Иногда его называют манометрическим, так как всякий манометр указывает избыточное давление.

Вакуумом называется разиость между атмосферным и абсолютным давлением при условии, что $p_{абс}$ меньше $p_{ат}$, т. е. величина

$$p_{вак} = p_{ат} - p_{абс}. \qquad (2.4)$$

Гидростатическое давление в жидкости имеет две особенности. Первая из них заключается в том, что гидростатическое давление перпендикулярно к элементу поверхности, на который оно действует, и направлено по внутренней нормали. Вторая особенность проявляется в том, что гидростатическое давление в какой-либо точке жидкости имеет одинаковое во всех направлениях значение, т. е. не зависит от направлеиия площадки, на которую оно действует. Следует однако заметить, что гидростатическое давление неодинаково в различиых точках рассматриваемого объема и, непрерывно изменяясь от точки к точке, может быть определено как некоторая функция координат точек пространства $p=f(x, y, z)$.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ ЭЙЛЕРА

Пусть некоторый объем жидкости находится в состоянин равновесия (рис. 8). Выберем в этом объеме точку A с координатами x, y, z. Построим в этой точке элементарный параллелепнпед dx, dy, dz, ребра которого параллельны произвольно расположенным осям координат Ox, Oy, Oz.

Для соблюдения условия равновесия элементарного параллелепипеда достаточно, чтобы сумма проекций на соответствующие оси всех сил, действующих на параллелепипед, была равна нулю. Из условия равенства нулю суммы моментов снл, действующих на параллелепипед относительно осей координат, следует, что в пределе рассматриваемая система сводится к системе сил, сходящихся в одной точке.

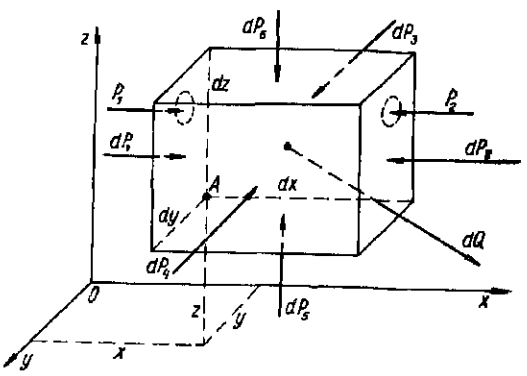


Рис. 8. Схема сил, действующнх на элементарный параллелепипед.

Распределеиие сил, действующих на параллелепипед, показано на рис. 8, где через dP_1, dP_2 и т. д. обозначены равнодействующие поверхностных сил, действующих на соответствующие грани параллелепипеда и направленные перпендикулярно к этим граням. Через dQ обозначеиа равнодействующая всех массовых сил,

действующих на параллелепипед. Очевидно, эта равнодействующая приложена к центру массы параллелепипеда.

Составим уравнение равновесия относительно оси Ox. Как видно из рис. 8, проекции поверхностных сил на ось Ox будут равны dP_1 и dP_2, а массовой силы — dQ_x. Остальные проекции сил на ось Ox будут равны нулю. Учитывая направление сил, уравнение проекций на ось Ox будет иметь вид

$$dP_1 - dP_2 + \rho X dx dy dz = 0, \tag{2.5}$$

где $\rho dx dy dz$ — масса параллелепипеда;

X — проекция ускорения массовой силы dQ на ось Ox.

Уравнение (2.5) можно преобразовать, выразив разность $dP_1 - dP_2$ в функции координат точек пространства. Площади граней параллелепипеда, к которым приложены силы dP_1 и dP_2, одинаковы и определяются произведением $dydz$.

Если принять значение гидростатического давления на соответствующих гранях параллелепипеда равным p_1 и p_2, то согласно выражению (2.2) можно записать

$$dP_1 - dP_2 = (p_1 - p_2)\, dydz. \tag{2.6}$$

Учитывая, что $p_1 = f(x, y, z)$, а $p_2 = f(x+dx, y, z)$ и что частный дифференциал функции нескольких переменных по одной из координат определяется равенством

$$d_x p = \Delta_x p + \varepsilon = p_2 - p_1 + \varepsilon = \frac{\partial p}{\partial x} dx,$$

где ε — бесконечно малая величина более высокого порядка, чем dx, представим выражение (2.6) в виде

$$dP_1 - dP_2 = (p_1 - p_2)\, dydz = -\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz. \tag{2.7}$$

На основании уравнения (2.7) условие равновесия (2.5) примет следующую форму:

$$\left(\rho X - \frac{\partial p}{\partial x}\right) dx dy dz = 0. \tag{2.8а}$$

Относя силы к единице объема параллелепипеда $dxdydz$, получим окончательное выражение для условия равновесия относительно оси Ox:

$$\rho X - \frac{\partial p}{\partial x} = 0. \tag{2.8}$$

Пользуясь той же методикой, можно найти условия равновесия рассматриваемого элементарного параллелепипеда относи-

тельно осей Oy и Oz. В результате получим систему уравнений, называемых уравиеииями Эйлера:

$$\begin{cases} \rho X - \dfrac{\partial p}{\partial x} = 0; \\ \rho Y - \dfrac{\partial p}{\partial y} = 0; \\ \rho Z - \dfrac{\partial p}{\partial z} = 0. \end{cases} \tag{2.9}$$

Так как частная производная характеризует скорость изменения гидростатического давления вдоль соответствующей оси, то каждое из уравнений Эйлера в отдельности позволяет определить закон распределеиия гидростатического давлеиия вдоль координатиых осей.

Для того, чтобы определить закон распределеиия гидростатического давлеиия в одиой из координиатиых плоскостей, необходимо воспользоваться парой соответствующих уравнений Эйлера. Полная система уравнеиий (2.9) позволяет определить закон распределения гидростатического давлеиия по объему жидкости.

ПОВЕРХНОСТИ РАВНОГО ДАВЛЕНИЯ

Система уравнений (2.9) может быть представлеиа в виде

$$\begin{cases} \dfrac{\partial p}{\partial x} = \rho X; \\ \dfrac{\partial p}{\partial y} = \rho Y; \\ \dfrac{\partial p}{\partial z} = \rho Z. \end{cases} \tag{2.10}$$

Преобразуем уравиеиия (2.10), умиожив каждое из них соответственио иа dx, dy, dz, а затем просуммируем левые и правые части уравнений отдельио:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho (Xdx + Ydy + Zdz). \tag{2.11}$$

Так как левая часть полученного уравиения представляет собой полный дифферeициал давлеиия, то

$$dp = \rho (Xdx + Ydy + Zdz). \tag{2.12}$$

Назовем поверхностью равиого давления поверхиость, во всех точках которой выполняется условие $p(x, y, z) = \text{const}$, т. е.

$$dp = 0. \tag{2.13}$$

Следовательно, для поверхности равного давления получим уравиеиие ($\rho \neq 0$)

$$Xdx + Ydy + Zdz = 0. \tag{2.14}$$

Это уравнение устанавливает связь между координатами свободиой поверхиости покоящейся жидкости и действующими на жидкость ускорениями массовых сил.

Всякая свободная поверхность покоящейся жидкости, как поверхиость равиого давления, подчиняется уравнению (2.14). Используем это свойство для определеиия форм некоторых свободных поверхностей жидкости.

Форма поверхности жидкости, находящейся в состоянии покоя под действием только сил тяжести, т. е. ускорения свободного падения

Применяя к рассматриваемому случаю (рис. 9) уравиеиие (2.14), находим, что $X=0$; $Y=0$; $Z=-g$, откуда получаем диффереицнальное уравиеиие $-dz=0$, так как ускорение свободного падения $g\neq 0$. Следовательно, уравиеиием поверхиости жидкости будет $z=\text{const}$.

Таким образом, поверхиость жидкости, находящейся в покое под действием силы тяжести, является горизоитальиой плоскостью.

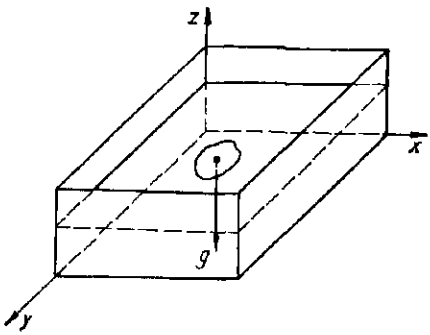


Рис. 9. Поверхность жидкости при абсолютном покое.

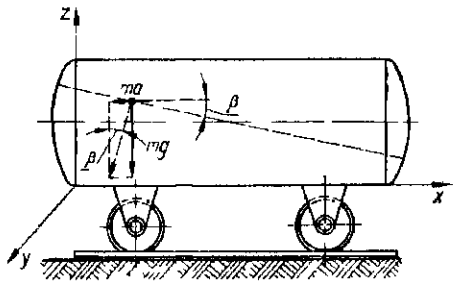


Рис. 10. Отиосительный покой жидкости при поступательном двнжеиии сосуда.

Форма поверхности жидкости, находящейся под действием ускорения свободного падения g и горизонтального ускорения a, направленного противоположно движению

Имеется в виду отиосительиый покой жидкости, когда ее частицы неподвижиы отиосительно резервуара, в котором оии иаходятся, а сам резервуар перемещается в пространстве в какомлибо иаправлении. Примером может служить железнодорожная цистериа, заполнеииая до некоторого уровия жидкостью (рис. 10)

и двигающаяся равноускореино. Допустим, что цистерна движется вправо с ускореиием a. В этом случае появится сила иперции $I=ma$, действующая в противоположном иаправлеиии. Каждая частица жидкости в цистерне с массой m в том числе и иа поверхности жидкости, будет подвержеиа действию ускорения свободного падеиия $Z=-g$ и силы иперции $X=-a$, т. е.

$$-adx-gdz=0,$$

нли после интегрироваиия

$$-ax-gz=C.$$

Таким образом, уравиение поверхности **равного давления** прииимает вид

$$ax+gz+C=0, \tag{2.15}$$

где C — произвольная постояниая.

Это уравнеиие плоскости, угол наклоиа которой к горизонту может быть иайдеи из выражения:

$$\operatorname{tg}\beta=\frac{dz}{dx}=\frac{a}{g}.$$

Значеиие тангеиса угла наклона к горизонту можно найти также из треугольника сил тяжести и сил инерции, построениого для любой точки поверхиости.

Форма поверхности жидкости, находящейся в сосуде, который равномерно вращается вокруг оси Oz с постоянной угловой скоростью ω

Известно, что при вращеиии сосуда с жидкостью вокруг вертикальной оси в цеитральной части образуется вороика (рис. 11). В случае, когда взаимное перемещение частиц жидкости отсутствует, можио предполагать, что на произвольиую частицу m, в том числе и на частицу, находящуюся на свободной поверхности жидкости, действуют только силы тяжести вдоль оси Oz и силы инерции вдоль осей Ox и Oy. Проекции этих сил иа оси координат равиы: $X=\omega^2x$; $Y=\omega^2y$; $Z=-g$, т. е. уравнение поверхиости равного давлеиия в рассматриваемом случае прииимает вид

$$\omega^2xdx+\omega^2ydy-gdz=0,$$

или после иитегрироваиия

$$\frac{\omega^2x^2}{2}+\frac{\omega^2y^2}{2}-gz=C.$$

Учитывая, что $x^2+y^2=r^2$, где r — радиус окружиости, описываемой точкой при вращеиии, иаходим уравнеиие поверхности жидкости:

$$\frac{\omega^2r^2}{2}-gz=C, \tag{2.16}$$

где C — произвольная постоянная.

Полученное выражеиие описывает уравиение параболоида вращеиия, который в вертикальиых сечениях, проходящих через ось Oz, дает параболы

$$\frac{\omega^2 x^2}{2} - gz = C,$$

а в горизонтальных сечеииях окружности

$$x^2 + y^2 = r^2.$$

Вершина параболоида находится в точке с координатами $x_0 = 0$; $y_0 = 0$; $z_0 = h_0$.

Подстаиовка координат вершиы параболоида в уравнение (2.16) дает значение постоянной

$$C = -gz_0 = -gh_0.$$

Следовательно, уравиение формы поверхности можно представить в виде

$$\frac{\omega^2 r^2}{2} = g(z - h_0) \text{ или } z = h_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g}.$$

Глубиа воронки

$$h_в = h - h_0 = \frac{\omega^2 R^2}{2g}, \qquad (2.17)$$

где h — высота подъема уровня жидкости в сосуде;

R — радиус сосуда.

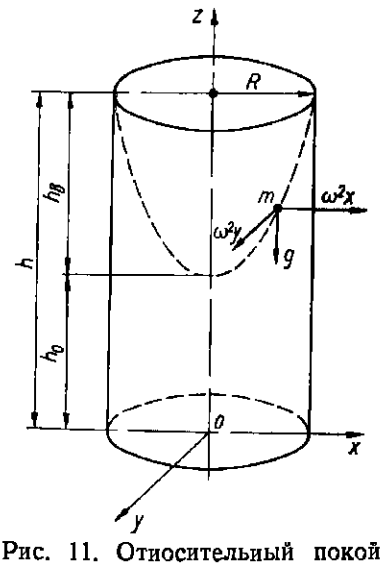


Рис. 11. Отиосительиый покой жидкости прн вращении цилиндрического сосуда вокруг вертикальной оси.

Угловая скорость, при которой вороика достигиет дна сосуда, может быть вычислеиа из условия

$$h_0 = 0, \quad h_в = h = \frac{\omega_{max}^2 R^2}{2g},$$

т. е. по формуле

$$\omega_{max} = \frac{1}{R}\sqrt{2gh}.$$

Распределение давления внутри жидкости во вращающемся резервуаре подчиияется уравнению (2.12), которое для рассматриваемой задачи имеет вид

$$dp = \rho(\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz),$$

откуда

$$p = \frac{\rho\omega^2 r^2}{2} - \rho gz + C_1, \qquad (2.18)$$

где C_1 — постояииая иитегрироваиия.

Учитывая, что давление иа свободиой поверхности жидкости p должио быть равно атмосферному давлению p_0, в точке с коор-

динатами $x_0=y_0=0$; $z_0=h_0$ (вершина параболоида) находим постоянную интегрирования из соотношения (2.18)

$$p_0 = C_1 - \rho g h_0; \quad C_1 = p_0 + \rho g h_0.$$

Таким образом, распределение давления в жидкости во вращающемся резервуаре может быть описано уравнением

$$p = p_0 + \frac{\rho\omega^2 r^2}{2} + \rho g (h_0 - z). \qquad (2.19)$$

ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

Рассмотрим некоторый объем жидкости, находящейся в состоянии покоя под действием сил тяжести и давления (рис. 12). Выделим в этом объеме элементарный параллелепипед, центр тяжести которого находится в точке с координатами x, y, z. Воспользуемся дифференциальным уравнением равновесия (2.12), в котором положим $X=Y=0$; $Z=-g$. Таким образом, $dp=-\rho g dz$, или $\frac{dp}{\rho g} + dz = 0$,
откуда

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}. \qquad (2.20)$$

Эта величина, одинаковая для любых точек объема однородной капельной жидкости, называется гидростатическим напором:

$$H_s = z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}, \qquad (2.21)$$

где z — геометрический напор, или геометрическая высота, м; $p/\rho g$ — пьезометрический напор, или пьезометрическая высота, м.

На основании уравнений (2.20) и (2.21) для двух точек a и b произвольного объема однородной капельной жидкости, находящейся в состоянии покоя, может быть записано равенство

$$z_a + \frac{p_a}{\rho g} = z_b + \frac{p_b}{\rho g}. \qquad (2.22)$$

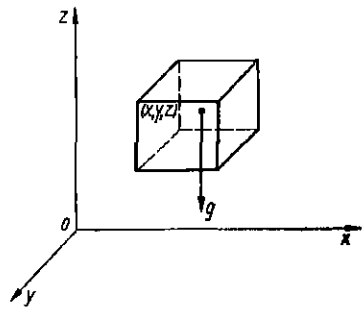


Рис. 12. Схема к выводу основного уравнения гидростатики.

Уравнения (2.21) и (2.22) являются разновидностями основного уравнения гидростатики. В этих уравнениях давление p может быть выражено через абсолютное или избыточное давление. Если в уравнении (2.22) принять $z_a=z_b$, то $p_a=p_b$.

Таким образом, из осиовиых уравиений гидростатики, выраженных через абсолютное или избыточное давление, следует, что в объеме одиородной капельной жидкости, частицы, находящиеся в одной горизонтальной плоскости ($z_a = z_b$), имеют одиаковое гидростатическое давление, т. е. горизонтальиые плоскости являются поверхностями равиого давления.

ЗАКОН ПАСКАЛЯ

Вычислим разиость давлений в двух произвольиых точках a и b, расположениых иа различной глубиие в одиородной покоящейся иесжимаемой жидкости (рис. 13). Для этого воспользуемся основным уравиеиием гидростатики (2.22), переписав его в виде

$$p_b - p_a = \rho g h, \qquad (2.23)$$

где p_a, p_b — абсолютные гидростатические давления в точках a и b соответственно;

$h = z_a - z_b$ — высота столба жидкости между точками a и b;

$\rho g h$ — давление столба жидкости высотой h на единичную поверхность.

Из этого уравиеиия легко получить два равенства:

$$p_b = p_a + \rho g h; \quad p_a = p_b - \rho g h. \qquad (2.24)$$

Таким образом, абсолютиое гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости равио гидростатическому давлеиию в некоторой точке плюс (или мииус) давление столба жидкости высотой, равиой разности глубии погружеиия этих точек.

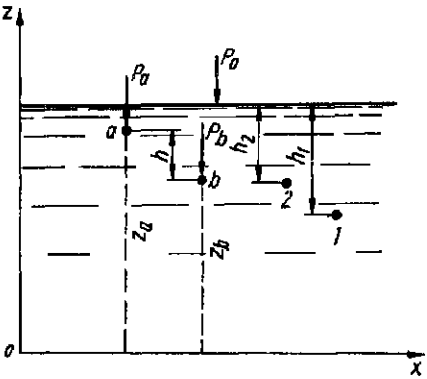


Рис. 13. Схема к выводу закона Паскаля.

Если рассматривать избыточиые давлеиия, то

$$p_{b\,изб} = p_{a\,изб} + \rho g h; \quad p_{a\,изб} = p_{b\,изб} - \rho g h. \qquad (2.25)$$

Переместим точку a иа поверхность жидкости (см. рис. 13), где давлеиие равно атмосфериому $p_{ат}$, тогда избыточиое давление в этой точке будет равно иулю.

Из выражения (2.25) иайдем

$$p_{b\,изб} = \rho g h, \qquad (2.26)$$

т. е. избыточное давление в покоящейся однородной жидкости зависит только от глубиины погружеиия h рассматриваемой точки под уровень открытой поверхности.

Из приведенного следует, что для определения величины гидростатического давления в произвольной точке покоящейся одиородиой жидкости необходимо знать гидростатическое давление в

некоторой точке, будь-то виутри рассматриваемого объема или на его поверхиости.

Пусть, в общем случае, внешиее давление на поверхиости жидкости равно p_0 (рис. 13). Тогда для произвольно взятых в рассматриваемом объеме точек *1* и *2* можно записать равенства:

$$p_1 = p_0 + \rho g h_1; \quad p_2 = p_0 + \rho g h_2,$$

или в иаиболее общем виде

$$p = p_0 + \rho g h. \tag{2.27}$$

Это уравнение так формулирует закои Паскаля: гидростатическое давлеиие в любой точке покоящейся жидкости равно внешиему давлению плюс давлеиие столба жидкости высотой, равиой глубиие погружения рассматриваемой точки.

Из уравнения (2.27) следует еще одиа формулировка закона Паскаля: внешнее давлеиие, создаваемое в любой точке покоящейся жидкости, передается одинаково по всему объему (во всех направлеииях) жидкости.

СИЛА ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКУЮ СТЕНКУ. ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ПАРАДОКС

Определим полиую силу давлеиия P иа плоскую наклониую стеику, имеющую площадь F. Линия Oz является следом плоскости рассматриваемой стеики (рис. 14). Чтобы сделать видимым контур поверхиости стеики F, на которую действует сила P, повернем рассматриваемую плоскость вокруг оси Oz до совпадеиия ее с плоскостью чертежа. Тогда ось Ox будет представлять собой след свободной поверхности жидкости при пересечеиии ее с плоскостью стенки.

Рассмотрим прямоугольную элементариую площадку dF, заштрихованную на чертеже, стороиы которой параллельиы Ox. Обозиачим расстояние площадки dF от оси Ox через l, а глубиу погружения ее под уровень жидкости через h.

Расстояние центра тяжести C рассматриваемой площадки от оси Ox обозиачим через $l_{ц.т}$, а глубину погружения его под уровень через $h_{ц.т}$.

Очевидно что

$$h = l \sin\alpha; \; h_{ц.т} = l_{ц.т} \sin\alpha, \tag{2.28}$$

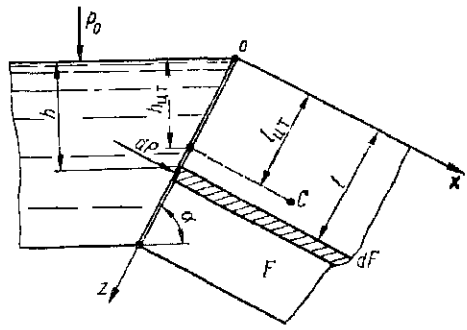


Рис. 14. Давление жидкости на плоскую стенку.

где α — угол наклоиа стенки к горизоиту.

Вычислим элементарную силу давлеиия dP, для чего воспользуемся равеиствами (2.2) и (2.27). Получим выражение

$$dP = (p_0 + \rho g h)\, dF. \tag{2.29}$$

Подставим в получеиное уравнение зиачеиие h из первого равенства (2.28) и проинтегрируем левую и правую часть выражеиия (2.29) по всей площади стенки F:

$$P = p_0 F + \rho g \sin \alpha \int_F l dF. \qquad (2.30)$$

Из теоретической механики известно, что величиина $\int_F l dF$ представляет собой статический момент площади отиосительио оси Ox. Он равен произведению площади F на расстояиие от ее центра тяжести до оси, относительно которой берется статический момент, т. е.

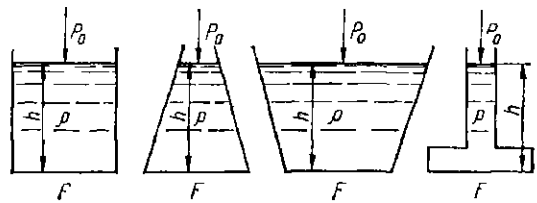


Рис. 15. К объясненню гидростатического парадокса.

$$\int_F l dF = l_{\text{ц.т}} F = \frac{h_{\text{ц.т}}}{\sin \alpha} F.$$

Подставив значение статического момента в формулу (2.30), получим

$$P = (p_0 + \rho g h_{\text{ц.т}}) F. \qquad (2.31)$$

Следовательно, полная сила давлеиия в жидкости на какую-либо плоскую стеику равиа произведеиию площади стенки иа гидростатическое давление в ее центре тяжести.

Зависимость (2.31) для определеиия силы давления иа плоскую стенку действительна для случая, когда внешнее давление над поверхностью жидкости в сосуде равно p_0. Если сосуд открыт, то $p_0 = p_{\text{ат}}$ и зависимостью (2.31) определяется сила, обусловленная полным абсолютным давлением жидкости на плоскость. Сила, обусловленная избыточным давлением на плоскость, в этом случае определится как

$$P = \rho g h_{\text{ц.т}} F. \qquad (2.32)$$

Это иаиболее часто встречающийся в практике случай.

Формула (2.32) является обоснованием так называемого гидростатического парадокса, сущность которого заключается в том, что давление, оказываемое на дио, не зависит от формы сосуда при соблюдении следующих условий (рис. 15):

а) дно сосудов различиой формы имеет одинаковую площадь и расположено горизонтальио;

б) высота уровия жидкости и плотность ее в различиых сосудах одинакова.

ЦЕНТР ДАВЛЕНИЯ

Для более полного представления о действии сил давлеиия на стенки резервуаров или сооружений необходимо знать не только величину действующих сил, но и точки приложения равиодейст-

вующих. Точку приложения равиодействующей сил давления принято иазывать центром давлеиия. Для определеиия цеитра давления воспользуемся следующими соображениями.

Пусть на стенку сосуда с жидкостью, наклоненную к горизоиту под углом α, деиствует нормальная сила P_0 (рис 16) Рассмотрим избыточное давление, действующее иа стеику

Обозначим глубину погружения точки приложеиия равнодействующей сил давления (центра давления) — $h_{ц\,д}$, глубину погружения центра тяжести рассматриваемой поверхности — $h_{ц\,т}$, глубину погружения под уровень жидкости произвольной элементарной площадки — dF, на которую действует элементарная сила dP, через h

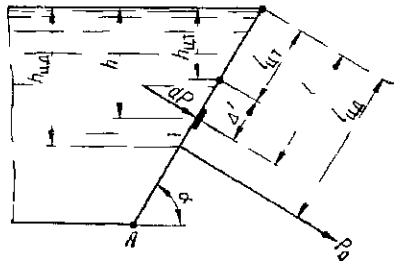


Рис 16 Центр давлення.

Расстояния от поверхности жидкости в сосуде до центра давления, цеитра тяжести площади и произвольиой элементарнои площадки dF (по наклоиной к горизоиту под углом α) соответственно обозначим $l_{ц\,д}$, $l_{ц\,т}$ и l. Расстояние по той же иаклоииои от центра тяжести поверхности до рассматриваемой элемеитариой площадки dF обозначим через Δl. Очевидно, что

$$\left.\begin{aligned} l = l_{ц\,т} + \Delta l;\quad l_{ц\,т}\sin\alpha = h_{ц\,т};\\ l\sin\alpha = h;\quad l_{ц\,д}\sin\alpha = h_{ц\,д}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.33)$$

Для определеиия цеитра давления используем известное из теоретической механики положеиие о том, что момент равиодействующей силы относительно любой оси равен сумме момеитов сил составляющих отиосительно той же оси.

Рассмотрим указанное уравнеиие моментов относительио оси, проходящей через линию пересечения свободной поверхиости жидкости с плоскостью стеики (перпеидикулярио плоскости чертежа через точку O),

$$P_0 l_{ц\,д} = \int_F l dP. \qquad (2.34)$$

Приняв во внимаиие избыточное давление, найдем, что

$$P_0 = \rho g h_{ц\,т} F,\quad \text{а}\quad dP = \rho g h dF.$$

Тогда уравиение (2.34) может быть записаио так·

$$\rho g h_{ц\,т} F l_{ц\,д} = \rho g \int_F h l dF.$$

Сократим обе части равенства на постояниую ρg, а величины $h_{ц\,т}$ и h выразим через $l_{ц\,т}$ и l, тогда:

$$l_{ц\,т}\sin\alpha\, F l_{ц\,д} = \sin\alpha \int_F l^2 dF,$$

т. е. $$l_{\text{ц.т}}\, l_{\text{ц.д}}\, F = \int_F l^2 dF = \int_F (l_{\text{ц.т}} + \Delta l)^2\, dF.$$

Преобразуем правую часть полученного уравнения

$$\int_F (l_{\text{ц.т}} + \Delta l)^2\, dF = l^2_{\text{ц.т}} \int_F dF + 2l_{\text{ц.т}} \int_F \Delta l dF + \int_F \Delta l^2 dF$$

и, учитывая, что $\int_F \Delta l^2 dF = I_0$ — момент инерции площади стенки относительно центральной оси (оси, проходящей через центр тяжести площади), а $\int_F \Delta l dF = 0$ как статический момент площади относительно оси, проходящей через центр тяжести площади, найдем, что

$$l_{\text{ц.т}}\, l_{\text{ц.д}}\, F = F l^2_{\text{ц.т}} + I_0,$$

или

$$l_{\text{ц.д}} = l_{\text{ц.т}} + \frac{I_0}{F l_{\text{ц.т}}}. \qquad (2.35)$$

Таким образом, центр давления находится всегда ниже центра тяжести площади, причем, расстояние между центром давления и центром тяжести равно отношению момента инерции площади относительно центральной оси к статическому моменту той же площади относительно оси, проходящей через линию пересечения свободной поверхности с плоскостью стенки.

Для облегчения вычисления $l_{\text{ц.т}}$ и $l_{\text{ц.д}}$ наиболее часто встречающихся геометрических фигур имеются специальные справочные таблицы.

ДАВЛЕНИЕ НА КРИВОЛИНЕЙНУЮ СТЕНКУ

При определении равнодействующих сил давления на плоские стенки рассматривалось действие элементарных сил, которые были различны по величине, но направлены параллельно друг другу. Поэтому их можно было свести к одной равнодействующей силе.

Элементарные силы, действующие на криволинейные стенки, направлены перпендикулярно к каждому рассматриваемому элементу поверхности, но они непараллельны и их направления в общем случае не пересекаются в одной точке. Такие силы, как правило, не имеют равнодействующей. В отдельных частных случаях силы давления на криволинейные стенки имеют равнодействующую (сферические, цилиндрические стенки). Имеют равнодействующую в условиях покоя также силы давления на поверхности произвольной кривизны тела, полностью погруженного в жидкость.

Рассмотрим действие сил давления жидкости, находящейся в покое, на криволинейную поверхность с условием, что система действующих сил может быть сведена к одной равнодействую-

щей (рис. 17). Для упрощения выберем прямоугольную систему координат так, чтобы оси Ox, Oy, Oz пересекались с образующими рассматриваемой поверхности в точках B, A, C. В этом случае плоскость xOy совпадает со свободиой поверхностью жидкости.

Выберем на криволинейной поверхности ABC произвольную элементарную площадку dF на глубине h от свободной поверхиости жидкости. На площадку dF действует сила избыточного давления dP, которая на основаиии зависимостей (2.2) и (2.26) может быть определена как

$$dP = \rho g h dF, \tag{2.36}$$

где h — глубиина погружения рассматриваемого элемеита поверхности под уровеиь жидкости.

Элементарная сила давлеиия dP нормальна к элементу поверхности dF и может быть разложеиа на составляющие dP_x, dP_y и dP_z, геометрической суммой которых она является. Представим каждую из величин dP_x, dP_y и dP_z соответственно в виде

$$dP_x = \rho g h' dF_{yz};\quad dP_y = \rho g h'' dF_{xz};\quad dP_z = \rho g h''' dF_{xy}, \tag{2.37}$$

где dF_{yz}, dF_{xz}, dF_{xy} — проекции элементариой площадки dF на координатные плоскости yOz, xOz, xOy соответствеино. Для того, чтобы получить проекции на координатные оси искомой силы давления P иа рассматриваемую поверхность ABC, проинтегрируем уравнеиия (2.37) и получим

$$P_x = \rho g \int\limits_{F_{yz}} h' dF_{yz};\quad P_y = \rho g \int\limits_{F_{xz}} h'' dF_{xz};$$

$$P_z = \rho g \int\limits_{F_{xy}} h''' dF_{xy}. \tag{2.38}$$

Рассмотрим полученные зависимости. Интеграл $\int\limits_{F_{yz}} h' dF_{yz}$ представляет собой статический момент площади вертикальной проекции (на плоскость yOz) криволинейной поверхности ABC относительио оси Oy. Он равен произведению площади проекции поверхности ABC в плоскости yOz на расстояние от цеитра тяжести этой площади до оси Oy, т. е.:

$$P_x = \rho g h'_{\text{ц т}} F_{yz}. \tag{2.39}$$

Интеграл $\int\limits_{F_{xz}} h'' dF_{xz}$ представляет собой статический момент площади проекции поверхности ABC в плоскости xOz относительно оси Ox. Ои равен произведению площади проекции поверхности ABC в плоскости xOz иа расстояиие от центра тяжести этой площади до оси Ox, т. е.:

$$P_y = \rho g h''_{\text{ц т}} F_{xz}. \tag{2.40}$$

Наконец, интеграл $\int\limits_{F_{xy}} h''' dF_{xy}$ равен объему жидкого тела, ограниченного координиатными плоскостями xOz, yOz и криволинейной

поверхностью ABC. Этот объем V жидкого тела, иаходящегося над рассматриваемой поверхностью, принято иазывать объемом тела давлеиия, а величину

$$\rho g \int_{F_{xy}} h''' dF_{xy} = \rho g V = G \qquad (2.41)$$

весом тела давления.

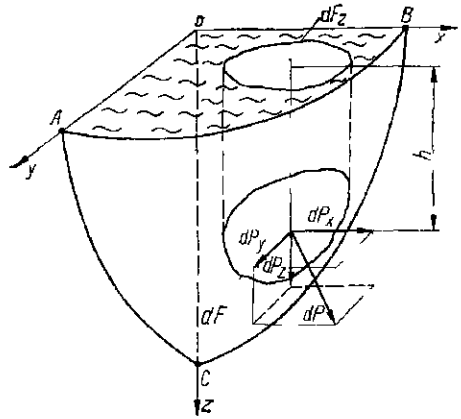
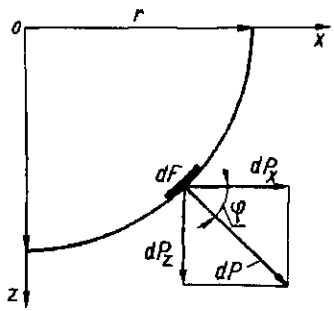


Рис. 17. Давленне на крнволннейную поверхность.



Рнс. 18. Давленне иа цилнндрическую стенку.

Сила избыточного давления P на поверхность ABC определится как геометрическая сумма ее проекций на соответствующие координатиые оси:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}. \qquad (2.42)$$

Частным случаем давления на криволинейную стенку, причем наиболее часто встречающимся в практике, является давлеиие на цилиндрическую поверхность или ее часть (рис. 18).

Учитывая симметрию цилиндра, рассмотрим только две проекции силы P: горизонтальиую — P_x и вертикальную — P_z.

Тогда иа основании формул (2.39)—(2.42) полная сила избыточного давлеиия иа цилиндрическую стенку сосуда определится как

$$P = \rho g \sqrt{(h'_{\text{ц.т}} F_{yz})^2 + V^2}, \qquad (2.43)$$

а направляющие косинусы

$$\cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) = \sin\varphi = \frac{V}{\sqrt{(h'_{\text{ц.т}} F_{yz})^2 + V^2}};$$

$$\cos\varphi = \frac{h'_{\text{ц.т}} F_{yz}}{\sqrt{(h'_{\text{ц.т}} F_{yz})^2 + V^2}}.$$

Центром давлеиия криволинейной поверхиости является точка, в которой линия действия равиодействующей силы пересекает поверхиость. Цеитр давления можно определить, исходя из положения центров давления проекций силы на координатиые плоскости xOy, xOz, yOz.

ЭПЮРЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

Гидростатическое давление (абсолютное или избыточное), действующее на стенки резервуаров, аппаратов или каких-либо гидротехнических сооружений, направлено перпендикулярно к каждому элементу поверхности стенки в любой точке. Величина давления в произвольной точке стенки меняется в зависимости от глубины ее погружения под уровень.

Для наглядности очень удобно изображать графически, в определенном масштабе, изменение гидростатического давления на стенку, погруженную в жидкость. Такой график называется эпюрой гидростатического давления.

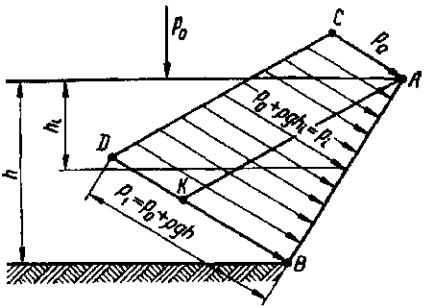


Рис. 19. Эпюры абсолютного и избыточного давления на плоскую стенку.

Эпюра абсолютного и избыточного гидростатического давления на наклонную плоскую стенку сосуда (рис. 19).

В точке A на поверхности жидкости давление на стенку равно внешнему атмосферному давлению p_0, направлению перпендикулярно к стенке AB. Поэтому, построив в точке A перпендикуляр к прямой AB, отложим в произвольном, удобном для построения масштабе, значение p_0 и получим точку C.

В том же масштабе в точке B отложим отрезок $BD \perp AB$, численно равный абсолютному давлению жидкости $p_1 = p_0 + \rho gh$ на глубине h,— получим точку D.

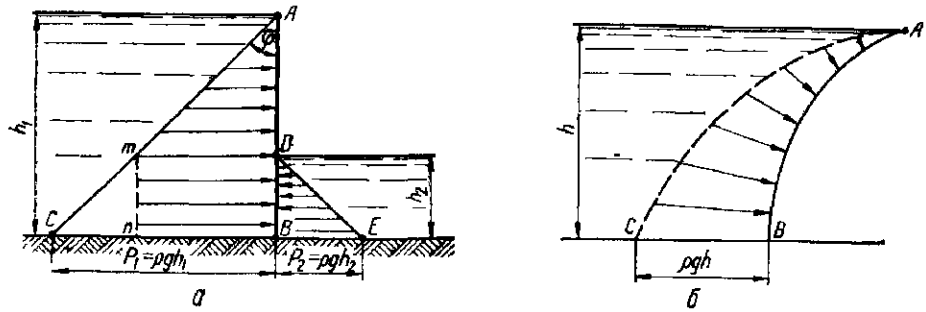


Рис. 20. Эпюра избыточного давления на плоскую вертикальную (*а*) и криволинейную (*б*) стенки.

Соединив точки C и D, получим эпюру абсолютного гидростатического давления на стенку AB. В любой точке стенки на глубине h_i давление изобразится соответствующим отрезком эпюры

$$p_i = p_0 + \rho g h_i.$$

Если из точки A провести линию AK параллельную CD, то треугольник AKB будет эпюрой избыточного гидростатического давления, действующего на стенку AB.

Эпюра избыточного давления для вертикального прямоугольного щита, подтопленного водой слева на глубину h_1, а справа на глубину h_2 (рис. 20, *а*).

В точке A на поверхности воды избыточное давление $p=0$. В точке B на глубине h_1 избыточное давление будет $p_1=\rho g h_1$. Перпендикулярно AB влево от точки B отложим отрезок BC, численно равный p_1. Соединив точки A и C, получим эпюру избыточного гидростатического давления на стенку щита слева.

Аналогичное построение в том же масштабе сделаем для правой стороны щита, учитывая, что здесь точка B щита погружена на глубину h_2. Треугольник DBE представляет собой эпюру избыточного гидростатического давления на правую сторону щита.

Исходя из приведенного анализа ясно, что эпюрой избыточного гидростатического давления щита AB в принятом масштабе является трапеция $AmnB$.

Эпюры гидростатического давления на криволинейные стенки строятся по тому же принципу, что и для плоских стенок. В простейших случаях эпюры изображаются в виде криволинейных треугольников (рис. 20, *б*).

ПРИМЕНЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЗАКОНОВ ГИДРОСТАТИКИ В ТЕХНИКЕ

Законы гидростатики получили широкое применение в технике. Так например, на принципе закона Паскаля основана работа гидравлических прессов и аккумуляторов, гидравлических домкратов, различных фасовочных машин и др. С применением законов гидростатики связаны разработка и эксплуатация жидкостных приборов для измерения давления, различных приспособлений и устройств.

Рассмотрим некоторые примеры использования законов гидростатики в технике.

СООБЩАЮЩИЕСЯ СОСУДЫ

В два сообщающиеся сосуда *1* и *2* (рис. 21) налита однородная жидкость с плотностью ρ. Сосуды открыты и давление на открытой поверхности жидкости в обоих сосудах равно p_0. Рассмотрим условия равновесия в точке A в сечении, находящемся между двумя сосудами. Точка A находится в равновесии под действием гидростатического давления p_1 со стороны жидкости, находящейся в первом сосуде, и гидростатического давления p_2 со

стороны жидкости, находящейся во втором сосуде. По направлению p_1 противоположно p_2.

Из условий равновесия (2.27) следует, что должно выполняться равенство $p_1 = p_2$, или $p_0 + \rho g h_1 = p_0 + \rho g h_2$, откуда находим, что $h_1 = h_2$, т. е. однородная жидкость в сообщающихся сосудах находится на одном уровне.

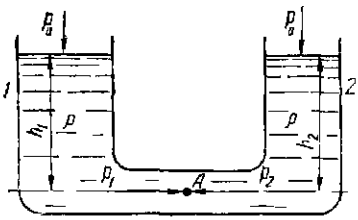


Рис 21 Уровин однородной жидкости в сообщающихся сосудах.

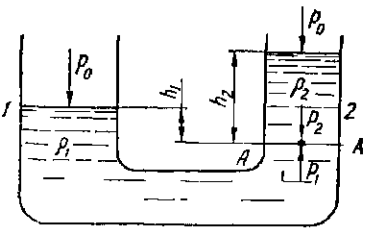


Рис 22. Уровни разнородных жидкостей в сообщающихся сосудах.

Если в сообщающиеся сосуды *1* и *2* налить иесмешивающиеся между собой жидкости с различными плотностями ρ_1 и ρ_2, то образуется поверхность раздела A—A (рис. 22).

Из условий равновесия в какой-либо точке на поверхности раздела следует, что $\rho_1 h_1 = \rho_2 h_2$, откуда $\frac{h_1}{h_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$, т. е. уровни иеоднородных жидкостей в сообщающихся сосудах, считая от поверхиости раздела, обратно пропорциональны их плотности.

Наконец, рассмотрим случай, когда в закрытых сообщающихся сосудах с однородиой жидкостью внешние давлеиия, действующие на поверхности жидкости в сосудах, различны $p_{01} \neq p_{02}$. Из условий равновесия для любой точки, взятой в каком-либо сечении между сообщающимися сосудами, можно записать:

$$p_1 = p_2; \quad p_1 = p_{01} + \rho g h_1; \quad p_2 = p_{02} + \rho g h_2,$$

откуда следует равенство

$$p_{01} - p_{02} = \rho g (h_2 - h_1). \qquad (2.44)$$

Таким образом, перепад давления в сообщающихся сосудах пропорционален разиости уровней жидкости в этих сосудах.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Гидравлический пресс служит для преобразования малых усилий в большие. Схема действия сил в гидравлическом прессе показана на рис. 23.

Пусть сравнительно небольшое усилие P_1 действует на малый поршень с диаметром d. Если вся система (цилиидры *1* и *2* и трубопровод между ними) заполиена капельной жидкостью, то под

действием силы P_1 под поршнем в цилиндре *1* будет создано гидростатическое давление $p=\frac{4P_1}{\pi d^2}$. Это давление по закоиу Паскаля передается в больший цилиндр *2* диаметром D, и создает на поршне усилие $P_2=p\frac{\pi D^2}{4}$. Очевидио, что $\frac{P_2}{P_1}=\frac{D^2}{d^2}$, или, в общем случае, $\frac{P_2}{P_1}=\frac{F_2}{F_1}$, т. е. усилия, создаваемые в большом и малом цилиндрах гидравлического пресса, пропорциональны площадям торцевых поверхностей поршней. Схематическое изображеиие коиструкции гидравлического пресса показано иа рис. 24.

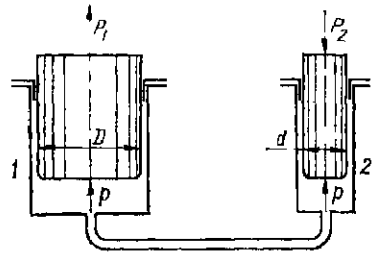


Рис. 23 Схема действия сил в гидравлическом прессе.

Определим сжимающее усилие P_2, создаваемое гидравлическим прессом в соответствии со схемой его работы. Пусть сила P_1 действует иа рычаг на расстоянии a от оси O шарнира. Тогда на плуижер насоса передается усилие $P_1\frac{a}{b}$. Давлеиие в цилиндре насоса при этом будет $p=P_1\frac{a}{b}\frac{4}{\pi d^2}$. Это давление передается в цилиндр пресса и создает общее усилие на плуижер пресса:

$$P_2=P_1\frac{a}{b}\frac{D^2}{d^2}.$$

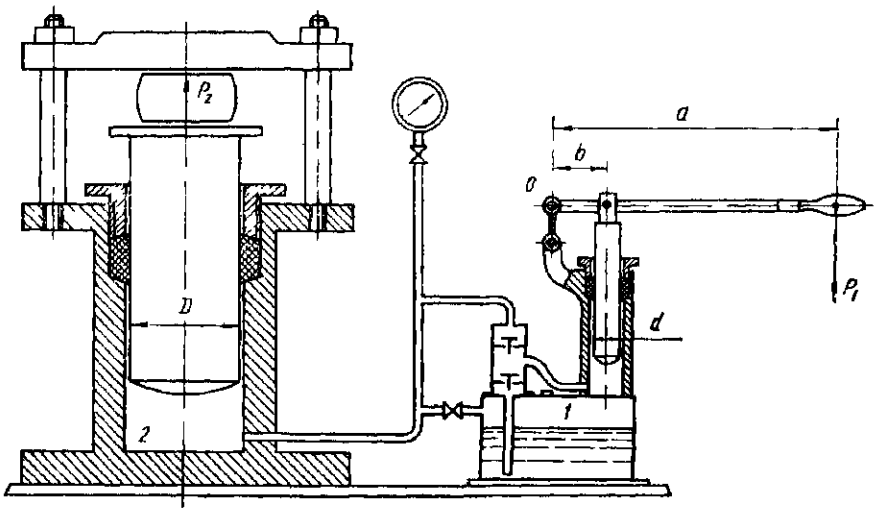


Рис. 24. Гидравлический пресс.

Это теоретическое усилие, создаваемое прессом. Практически оно будет меньше вследствие трения в механизмах иасоса и пресса.

Коэффициент потерь на трение в устаиовке может быть принят в среднем $\eta = 0{,}85$. С учетом этих потерь, пренебрегая весом плунжера, находим

$$P_2 = P_1 \frac{a}{b} \frac{D^2}{d^2} \eta. \qquad (2.45)$$

Гидравлический домкрат служит для подъема больших грузов на небольшую высоту. Домкрат представляет собой особый тип гидравлических прессов, у которых отсутствует над грузовым цилиндром траверса с неподвижной плитой (рис. 25). Подвижиая грузовая плита K, смонтированная над плунжером пресса, подводится непосредственно под поднимаемый груз. Принципиально по своему устройству гидравлические домкраты ие отличаются от гидравлических прессов и конструктивно модифицируются в зависимости от условий применения.

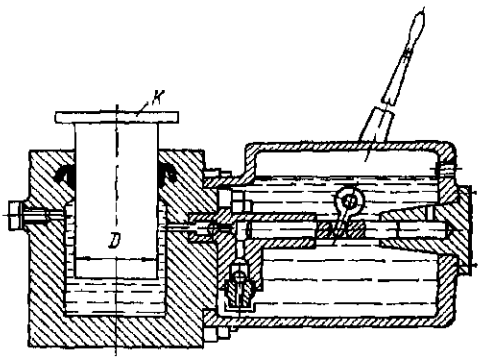


Рис. 25. Гидравлический домкрат.

Грузоподъемность гидравлических домкратов эначительно больше винтовых и других механических домкратов.

ЖИДКОСТНЫЕ ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Пьезометр. Приборы для измерения избыточного давления называются манометрами. Простейшим жидкостиым маиометром является пьезометр, который представляет собой трубку, подключенную одним своим концом к месту измерения давлеиия, а другим коицом — открытую в атмосферу (рис. 26). В закрытом сосуде B над поверхиостью жидкости создано избыточиое давление p. Вследствие этого в трубке C, подключенной к сосуду B на глубине h, жидкость поднимается иа высоту H.

Уравнение равновесия для точки a, взятой в иачальиом сечении трубки, имеет вид

$$p + \rho g h = p_{ат} + \rho g H,$$

откуда

$$H = \frac{p - p_{ат}}{\rho g} + h.$$

Следовательно, уровень жидкости в пьезометре H указывает избыточное давлеиие в точке подключения пьезометра.

Вакуумметр — прибор для измерения давлеиия в жидкости меньшего, чем давление атмосферы.

Принцип работы вакуумметра приведен иа рис. 27. В открытый резервуар A с жидкостью опущена длинная трубка, сообщающаяся с резервуаром B, из которого выкачана часть воздуха, т. е. $p_v < p_{ат}$. Под действием атмосферного давления на открытую поверхность сосуда A часть жидкости войдет в трубку, соединяющую сосуды A и B, и устаиовится иа высоте H_v. Эта высота

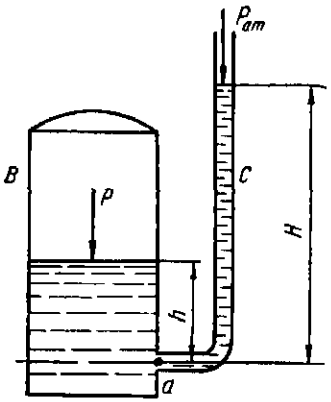


Рис. 26. Простейший жидкостный маиометр (пьезометр).

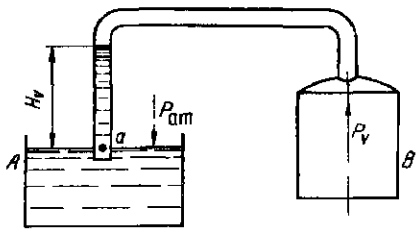


Рис. 27. Схема жидкостиого вакуумметра.

будет соответствовать количеству удалениого из сосуда B воздуха.

Уравнение равновесия в точке a будет нметь вид

$$p_v + \rho g H_v = p_{ат},$$

откуда

$$H_v = \frac{p_{ат} - p_v}{\rho g} = \frac{p_{вак}}{\rho g},$$

т. е. разность между атмосферным и абсолютным давлением в резервуаре B определяется высотой столба жидкости в трубке вакуумметра.

Ртутно-чашечный манометр. При измереиии избыточного давления более 20 000—30 000 Па в жидкостиых маиометрах в качестве рабочей жидкости целесообразно примеиять ртуть. Ртутно-чашечный манометр (рис. 28, *а*) представляет собой U-образную трубку, в левом колене которой сделаио расширение в виде чашки.

Размер чашки должен быть таким, чтобы при вытеснении ртути на достаточиую высоту в правое колено трубки изменение уровня ртути в чашке было бы незначительным. Нуль шкалы манометра устанавливается в одной горизонтальной плоскости с уровнем ртути в чашке.

Абсолютное гидростатическое давлеиие в точке O на поверхности ртути в чашке манометра $p_{абс} = p_{ат} + \rho_{рт} g h$, т. е. $p_{изб} = \rho_{рт} g h$. Таким образом, высота ртутного столба, отсчитываемая

от поверхности ртути в чашке, указывает избыточное давлеиие в сосуде, к которому подключается ртутно-чашечный манометр.

Ртутио-чашечиый вакуумметр принципиальио устроеи так же, как и ртутно-чашечный манометр, но измеряет ои ие избыток давления, а недостаток его до атмосферного (рис. 28, *б*).

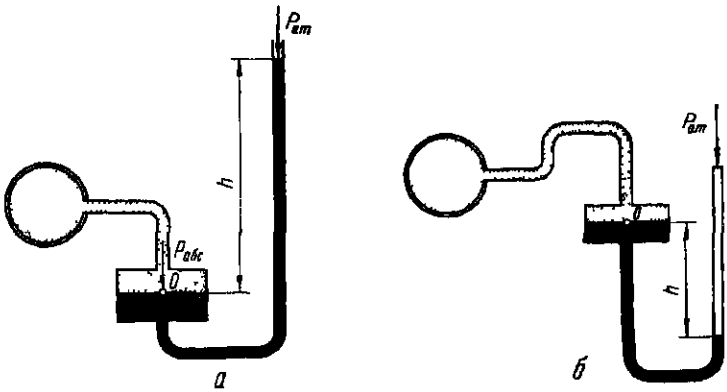


Рис. 28 Ртутно-чашечные прнборы для нзмереиия давлеиия
а — манометр; *б* — вакуумметр

Так, если резервуар, иаходящийся под вакуумом, подключить к левому колеиу вакуумметра, то ртуть в правом колене опустится по сравнению с ее уровнем в чашке иа высоту h.

Столб ртути в вакуумметре, отсчитываемый от поверхности ртути в чашке, пропорциоиалеи вакууму в резервуаре, к которому подключеи вакуумметр $p_{вак} = \rho_{рт} g h$.

Дифференциальиый маиометр примеияют для измерения разности давлений.

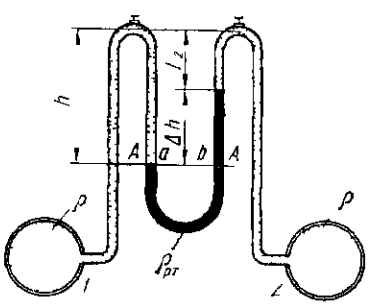


Рис. 29. Дифференциальный маиометр с рабочей жидкостью плотностью большей, чем у жидкости в резервуарах.

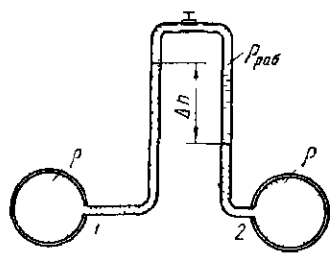


Рис. 30. Дифферепциальный маиометр с рабочей жидкостью с плотностью меньшей, чем у жидкостн в резервуарах

Дифференциальный манометр (рис. 29), рабочая жидкость в котором, например ртуть, тяжелее жидкости, заполияющей резервуары *1* и *2* ($\rho_{рт} > \rho$), применяют при измерении больших перепадов давлеиий.

В плоскости $A—A$ давления в правой и левой трубках вследствие равновесия одинаковы, т. е. $p_a = p_b$, $p_1 + \rho g \Delta h = p_2 + \rho_{рт}\, g \Delta h$. Таким образом, $p_1 - p_2 = \Delta p = (\rho_{рт} - \rho) g \Delta h$ и перепад давления в сосудах определяется высотой ртутного столба, указываемого дифференциальным манометром с учетом различия в плотности рабочей жидкости и жидкости, заполняющей сосуды.

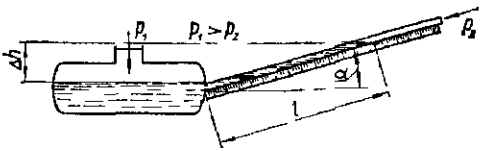


Рис. 31. Микроманометр с наклонной трубкой.

При малых разностях давлений применяют дифференциальные манометры (рис. 30) с плотностью рабочей жидкости, меньшей плотности жидкости, заполняющей сосуды *1* и *2*. В этом случае $\Delta p = (\rho - \rho_{раб})\, g \Delta h$. При значениях $\rho_{раб}$, близких к ρ, чувствительность манометра к перепаду давлений достаточно велика.

Микроманометры служат для измерения очень малых давлений или перепадов давлений. Простейший жидкостный микроманометр (рис. 31) имеет не вертикальную трубку, а наклонную, и поэтому измерительная шкала растягивается пропорционально значению $\sin \alpha$, так как $\Delta h = l \sin \alpha$.

При помощи таких микроманометров можно измерять давления и перепады давлений порядка 10 Па с точностью до ± 1 Па.

ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАКОНОВ ГИДРОСТАТИКИ В ПРАКТИКЕ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Пример 1. Цилиндрический сосуд с патокой плотностью $\rho = 1400$ *кг/м*^{3} равномерно вращается вокруг вертикальной оси Oz с угловой скоростью $\omega = 8{,}4$ с$^{-1}$ (рис. 32, *а*). Начальный уровень патоки в сосуде $H = 1{,}5$ м, диаметр сосуда $D = 1{,}2$ м.

Определить:

а) форму свободной поверхности патоки при вращении;

б) глубину воронки — h;

в) общую высоту сосуда и уровень H', до которого поднимается патока в сосуде при вращении;

г) избыточное давление p патоки на дно сосуда до начала вращения и во время вращения.

Решение. Для того, чтобы найти форму свободной поверхности патоки при вращении сосуда вокруг оси Oz, воспользуемся уравнением поверхности равного давления (2. 14) в форме (2. 16), подставив в него численные значения ω и g:

$$\frac{(8{,}4)^2}{2} r^2 - 9{,}81 z = C \quad \text{или} \quad 35{,}1 r^2 - 9{,}81 z = C.$$

Это уравнение параболоида вращения, форму которого принимает воронка.

Глубину воронки определяем из выражения (2. 17):

$$h = \frac{\omega^2 R^2}{2g}.$$

При $\omega=8{,}4\ с^{-1}$, $R=0{,}6$ м глубина воронки

$$h=\frac{70{,}2\cdot 0{,}36}{19{,}62}=1{,}29\ м.$$

Уровень H', до которого патока поднимается в сосуде при его вращении, определяется как высота сосуда с объемом, равным сумме начального объема патоки (πR^2H) и объема параболоида вращения $\left(\frac{1}{2}\pi R^2h\right)$:

$$H'=\frac{\pi R^2H+\frac{1}{2}\pi R^2\frac{\omega^2R^2}{2g}}{\pi R^2}=H+\frac{\omega^2R^2}{4g}=H+\frac{h}{2};$$

$$H'=\frac{(8{,}4\ 0{,}6)^2}{4\cdot 9{,}81}+1{,}5\ м=0{,}645\ м+1{,}5\ м=2{,}15\ м.$$

Если принять запас высоты сосуда для предотвращения переливов 15 см, то общая высота стенок сосуда должна быть 2,3 м. Эта же методика расчета может быть применена для приближенного расчета мешалок с вертикальным валом.

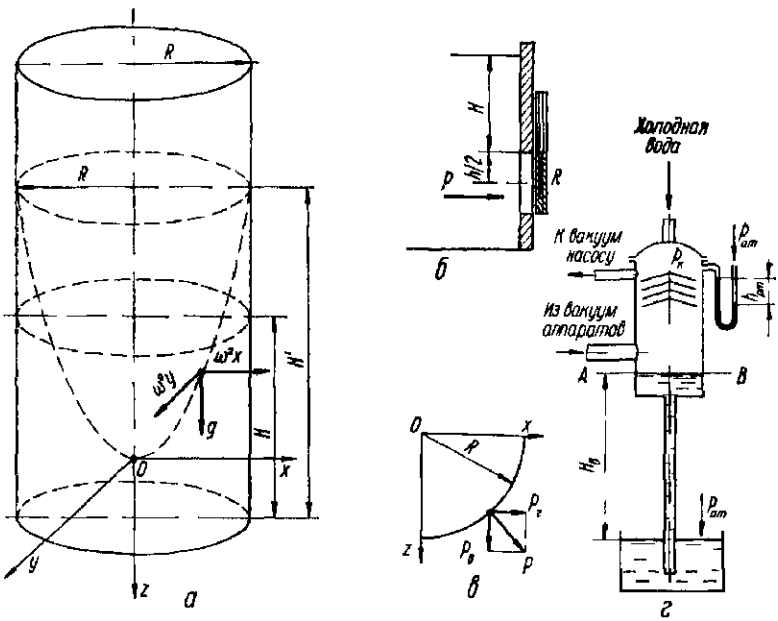


Рис. 32. Схемы к примерам расчетов.

Избыточное давление на дно сосуда при абсолютном покое (до вращения) будет одинаковым по всему дну и определится так:

$$p=\frac{P}{F}=\frac{\rho ghF}{F}=\rho gh=1400\cdot 9{,}81\cdot 1{,}5\ Па=20\,600\ Па=20{,}6\ кПа.$$

При относительном покое избыточное давление определится в соответствии с зависимостью $p=\rho\frac{\omega^2r^2}{2}+\rho gz$, т. е. избыточное давление на дно сосуда меня-

ется от его центра к образующим стенкам, а также от глубины погружения z рассматриваемой точки под уровень. Легко установить, что максимальное давление p_{max} будет в низших точках у вертикальных стенок, образующих сосуд, а именно, в точках с иоорднпатамн $r=R$ и $z=H'$ (для случая $H'=h$):

$$p_{max} = \rho \frac{\omega^2 R^2}{2} + \rho g H' = 1400 \frac{(8,4 \cdot 0,6)^2}{2} + 1400 \cdot 9,81 \cdot 2,15 \text{ Па} = 47,6 \text{ кПа}.$$

Пример 2. Определнть усилие для открытия шибера в утфельной мешалке. Размер шибера $b \times h = 0,2 \times 0,4$ м. Верхний край шибера находится на глубине $H=2$ *м* от поверхиостн утфеля. Плотность утфеля $\rho=1400$ кг/м³. Коэффициент трения чугунного шнбера в направляющнх планках затвора $f=0,2$.

Р е ш е н и е. Полная снла давленпя P на шнбер определяется как избыточное давленне на плоскую стенку (рис. 32, *б*) по формуле

$$P = \rho g h_{ц.т} F.$$

Глубина погружения центра тяжестн плоскостн, которая подвергается давленню

$$h_{ц.т} = H + \frac{h}{2} = 2 + \frac{0,4}{2} \text{ м} = 2,2 \text{ м}.$$

Площадь шибера

$$F = b \times h = 0,2 \times 0,4 \text{ м}^2 = 0,08 \text{ м}^2.$$

Следовательно, $P=1400 \cdot 9,81 \cdot 2,2 \cdot 0,08 = 2420$ *Н*, т. е. усилие **для открытия** шибера равно

$$R = Pf = 2420 \cdot 0,2 H = 485 H.$$

Это усилие дли одного человека слишком велико. Поэтому приспособление для открытня шибера целесообразно выполнить в виде рычага второго рода с соотношеннем большого рычага и малому, напрнмер $\frac{a}{b} = 2$.

Тогда усилне

$$R = \frac{485}{2} H = 292 H.$$

Пример 3. Вода в кондеисаторе смешения подиялась из барометрического ящика до уровня AB. При этом ртуть в U-образной трубке вакуумметра образует столбик $h_{рт}=0,58$ м.

Определить, на какую высоту $H_в$ поднялась вода в барометрической трубе и каково давленне $p_к$ в конденсаторе (рнс. 32, *г*).

Р е ш е н н е. Из условий равновесия можно записать такие два ранеиства:

$$p_{ат} = p_к + \rho_{рт} g h_{рт}; \quad p_{ат} = p_к + \rho_в g H_в,$$

следовательно,

$$\rho_{рт} g h_{рт} = \rho_в g H_в.$$

Отсюда уровень AB воды в барометрнческой трубе

$$H = \frac{\rho_{рт}}{\rho_в} h_{рт} = \frac{13\,600 \cdot 0,58}{1000} = 7,9 \text{ м}.$$

Абсолютное давленне $p_к$ в конденсаторе находим из равенства

$$p_к = p_{ат} - \rho_в g H_в = 98\,100 - 9810 \cdot 7,9 \text{ Па} = 20\,600 \text{ Па} = 20,6 \text{ кПа}.$$

Пример 4. Определить полную снлу давления P на криволинейную стенку жомового желоба длиной $l=2,5$ м, полиостью заполненного жомоводяной смесью плотностью $\rho=1100$ иг/м³ (рис. 32, *в*).

Криволннейная поверхность желоба выполнена в виде цнлиндрической поверхности раднуса $R=1,2$ м.

Решение. Полная сила давления на криволинейную цилиндрическую стенку может быть определена зависимостью (2.42) вида

$$P = \sqrt{P_г^2 + P_в^2},$$

где $P_г$ и $P_в$ — соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие силы P.

Величина $P_г$ определяется как сила давления на вертикальную проекцию криволинейной стенки:

$$P_г = \rho g h_{ц.т} F = \rho g \frac{R}{2} Rl = 1100 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}6 \cdot 1{,}2 \cdot 2{,}5\text{Н} = 19{,}4\text{кН}.$$

Величина $P_в$ определяется как вес жидкости над криволинейной стенкой:

$$P_в = \rho g V = \rho g\, 0{,}25\pi R^2 l = 1100 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}25 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}2^2 \cdot 2{,}5\text{Н} = 30{,}5\text{кН}.$$

Следовательно,

$$P = \sqrt{19{,}4^2 + 30{,}5^2} = 36{,}2\text{кН}.$$

Глава третья

ГИДРОДИНАМИКА

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ КИНЕМАТИКИ ЖИДКОСТИ

Гидродинамика изучает законы движения жидкостей под действием внешних сил. Основные свойства движения жидкости, главным образом, геометрические характеристики движения, являются предметом кинематики.

В гидродинамике жидкость предполагается сплошной непрерывной средой, частицы которой приближенно можно рассматривать как точечные. Обычно для описания движения частиц в кинематике жидкостей используются два метода — Лагранжа и Эйлера.

Метод Лагранжа заключается в изучении характеристик отдельных частиц жидкости при их перемещении вдоль потока.

Метод Эйлера заключается в исследовании характеристик частиц, проходящих в различное время через произвольную фиксированную точку с заданными координатами. На практике метод Эйлера используется наиболее широко, так как позволяет в простой и удобной форме представить уравнения движения жидкости.

В гидродинамике движение жидкости принято характеризовать скоростью движения частиц и гидродинамическим давлением (рис. 33). В общем случае для потока жидкости скорость движения частиц U и гидродинамическое давление p являются функциями пространственных координат и времени:

$$U = f_1(x, y, z, t); \quad p = f_2(x, y, z, t). \tag{3.1}$$

Такое движение, при котором частицы жидкости, проходящие через фиксированную в пространстве точку в различные моменты времени t, обладают различными скоростями и давлениями,

называется неустановившимся. При неустановившемся движении

$$\frac{\partial U}{\partial t} \neq 0; \quad \frac{\partial p}{\partial t} \neq 0,$$

т. е. движение является инерционным и сила инерции $I \neq 0$.

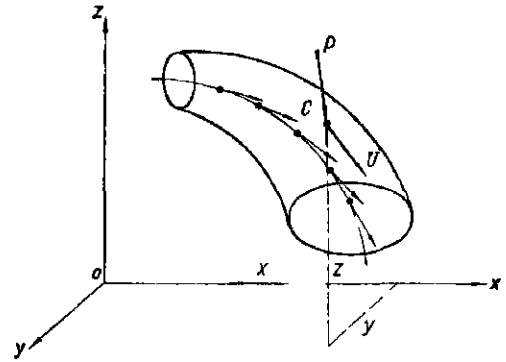


Рис 33 Схема к определенню кинематнческих характернстик потока

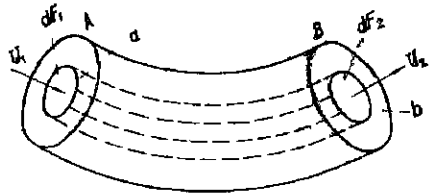


Рис 34 Схема элементарной струнки

Примером неустановившегося движения может служить движение жидкости при истечении из отверстия в резервуаре, уровень в котором меняется, а также движение жидкости при перекачке поршневым насосом, не имеющим воздушного колпака.

Установившимся называется такое движение, при котором частицы жидкости, проходящие в различные моменты времени через фиксированную в пространстве точку, имеют одинаковые не зависящие от времени скорости н гидродинамическое давление:

$$U = f_1(x, y, z); \quad p = f_2(x, y, z). \tag{3.2}$$

Установившееся движение является безынерционным, т. е.

$$\frac{\partial U}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial t} = 0; \quad I = 0.$$

Примером установившегося движения может служить движение жидкости при истечении из отверстия в резервуаре с постоянным уровнем, а также движение жндкости при перекачке центробежным насосом.

В зависимости от характера распределения скоростей и давлений вдоль потока установившееся движение жидкости подразделяется на равномерное и неравномерное.

Равномерным называется такое установнвшееся движение, при котором гидравлические характеристнки частиц не меняются вдоль потока, например, при ламиинарном движении в круглой трубе постоянного сечения.

Неравномерным установившимся движением является такое движение, когда гидравлические характеристики частиц вдоль потока не остаются постоянными, например, при течении жидкости на участках с расширяющимся илн сужающимся сечением потока.

Местной скоростью называется мгновенная (результирующая) скорость частицы в пронзвольной точке потока. В установившемся движении она является функцией только координат точки пространства $U=f(x, y, z)$. При неустановившемся движении местная скорость является функцией не только координат точек пространства, но и времени $U=f(x, y, z, t)$.

Линией тока называется такая линия вдоль потока, касательные к которой в любой точке совпадают с направлением векторов скорости частиц, находящихся в данный момент на ней. Линию тока для установившегося движения можно представить как траекторию движения частиц вдоль потока (рис. 33). Однако линии тока в жидкости прн неустановившемся движении не совпадают с траекториями частиц. В потоке жидкости выделим некоторый элемент AB (рис. 34). В начальном сечении выделенного участка рассмотрим элементарный замкнутый контур, все точки которого принадлежат различным линиям тока. Эти линии вдоль потока образуют элементарную замкнутую трубчатую поверхность, называемую трубкой тока.

Все линии тока, проходящие внутри трубки тока, образуют элементарную струйку. Как видно из определения линии тока частицы жидкости, движущнеся по этой линии, не отрываются от нее, так как векторы скорости частиц направлены по касательным к лннии тока.

Следовательно, трубка тока, поверхность которой состоит из линий тока, непроницаема для частиц жидкости, находящихся внутрн или вне ее. Это важнейшне свойства линий тока и трубки тока. Поток жидкости можно рассматривать как бесконечно большое количество элементарных струек, движущихся параллельно друг к другу.

В потоке жидкости сравнивать характеристики произвольных сечений весьма затруднительно вследствие разнообразия их форм и положения относительно направления потока. Поэтому в гидравлике принято рассматривать такие сечения потока, которые перпендикулярны направленню движения жидкости. Сеченне, перпендикулярное направлению движения, называется живым сечением потока.

Средней скоростью потока называется такая условная скорость v, которая, будучи умноженной на площадь живого сечения, составит объем, равный действительному объему жидкости, проходящей через данное сечение потока в единицу времени. Объемное количество жидкости, проходящее через живое сечение потока в единицу времени, называется расходом и обозначается через Q.

ЗАКОН НЕРАЗРЫВНОСТИ ПОТОКА

В потоке жидкости при установившемся движении выделим некоторый объем AB (рис. 34). Рассмотрим в этом объеме элементарную струйку ab с начальным сечением dF_1 и конечным dF_2. Пусть в начальном сечении будет скорость U_1, а в конечном U_2. Тогда элементарный расход в первом сечении $dQ_1 = U_1 dF_1$, а во втором $dQ_2 = U_2 dF_2$.

На основании рассмотренных свойств линий тока и трубки тока можно утверждать, что $dQ_1 = dQ_2$ и, следовательно,

$$U_1 dF_1 = U_2 dF_2 = \ldots = U_i dF_i = dQ = v_i dF_i. \qquad (3.3)$$

Распространив это выражение на весь поток (интегрированием), и полагая, что он состоит из бесконечно большого количества параллельных элементарных струек, можем записать

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = \ldots = v_i F_i = Q. \qquad (3.4)$$

Из полученного выражения следует, что произведение средней скорости на площадь живого сечения потока при установившемся движении — величина одинаковая для всех живых сечений вдоль потока и численно равна расходу Q. Выражение (3.4) называют законом неразрывности потока или законом постоянства расхода. На основании этого закона запишем:

$$Q = v_1 F_1 = v_2 F_2 \quad \text{или} \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}, \qquad (3.5)$$

т. е. расход жидкости вдоль потока во всех живых сечениях — величина постоянная для данного потока, но средние скорости обратно пропорциональны площади сечения.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ (УРАВНЕНИЯ ЭЙЛЕРА)

Как известно, движение возникает в результате отсутствия равновесия сил, действующих на частицы жидкости, и, в общем случае, это движение может быть неустановившимся в зависимости от условия приложения сил.

Для характеристики общего случая движения идеальной жидкости можно применить принцип Даламбера, согласно которому силы, действующие на рассматриваемую систему, уравновешиваются силой инерции. Аналитический смысл этого принципа заключается в том, что сумма проекций всех сил, действующих на какую-либо систему (включая силу инерции), в проекции на выбранное направление должна быть равной нулю.

Для составления дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости используем уравнение Эйлера в форме (2.8а) для условий покоя:

$$-\frac{\partial p}{dx} dxdydz + \rho X dxdydz = 0.$$

В этом уравнении фигурируют в проекции на координатную ось все действующне на рассматриваемый элемент жидкости силы. Из принципа Даламбера следует, что сумма проекций действующих сил на какую-либо ось равна соответствующей проекции силы инерцин.

Сила инерции рассматриваемого жидкого элемента в общем случае его перемещения с потоком в условиях неустановившегося движения может быть представлена как

$$J = \rho\, dxdydz \frac{dU}{dt}, \tag{3.6}$$

а в проекции на ось Ox

$$J_x = \rho\, dxdydz \frac{dU_x}{dt}. \tag{3.7}$$

Находим проекцию ускорения на ось Ox как пронэводную по времени от проекции скорости:

$$\frac{dU_x}{dt} = \frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x}\frac{dx}{dt} + \frac{\partial U_x}{\partial y}\frac{dy}{dt} + \frac{\partial U_x}{\partial z}\frac{dz}{dt},$$

откуда

$$\frac{dU_x}{dt} = \frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x}U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y}U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z}U_z. \tag{3.8}$$

Аналогичные выражения могут быть составлены для проекций ускорения силы инерции относительно осей Oy и Oz — $\frac{dU_y}{dt}$; $\frac{dU_z}{dt}$.

Используя уравнения (2.8а), (3.6), (3.7) и (3.8) на основании принцнпа Даламбера можно записать

$$\rho X dxdydz - \frac{\partial p}{\partial x} dxdydz = \rho\, dxdydz \left(\frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x}U_x + \right.$$
$$\left. + \frac{\partial U_x}{\partial y}U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z}U_z \right). \tag{3.9}$$

Отнесем это выражение к единице массы, разделив его на $\rho dxdydz$, получим

$$X - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial U_x}{\partial t} + \frac{\partial U_x}{\partial x}U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y}U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z}U_z.$$

Это н есть уравнение неустановившегося движения идеальной жидкости, составленное относительно оси Ox. Такие же уравнения движенння можно получить относнтельно других осей. В

результате получим систему уравнений движения идеальной жидкости,— уравнения Эйлера:

$$\left.\begin{aligned} X-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}&=\frac{\partial U_x}{\partial t}+\frac{\partial U_x}{\partial x}U_x+\frac{\partial U_x}{\partial y}U_y+\frac{\partial U_x}{\partial z}U_z;\\ Y-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}&=\frac{\partial U_y}{\partial t}+\frac{\partial U_y}{\partial x}U_x+\frac{\partial U_y}{\partial y}U_y+\frac{\partial U_y}{\partial z}U_z;\\ Z-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}&=\frac{\partial U_z}{\partial t}+\frac{\partial U_z}{\partial x}U_x+\frac{\partial U_z}{\partial y}U_y+\frac{\partial U_z}{\partial z}U_z; \end{aligned}\right\} \quad (3.10)$$

или

$$\left.\begin{aligned} X-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}&=\frac{dU_x}{dt};\\ Y-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}&=\frac{dU_y}{dt};\\ Z-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}&=\frac{dU_z}{dt}. \end{aligned}\right\} \quad (3.11)$$

При установившемся движении в системе уравнений (3.10) слагаемые $\frac{\partial U_x}{\partial t}$, $\frac{\partial U_y}{\partial t}$ и $\frac{\partial U_z}{\partial t}$ будут равны иулю, так как по определению функции U, U_x, U_y, U_z от времени не зависят.

ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ — УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКИ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ

Это уравненне может быть получено из уравнений Эйлера (3.10) после соответствующнх преобразований. Рассмотрим уравнения Эйлера для установившегося двнжения:

$$\left.\begin{aligned} X-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}&=\frac{\partial U_x}{\partial x}U_x+\frac{\partial U_x}{\partial y}U_y+\frac{\partial U_x}{\partial z}U_z;\\ Y-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}&=\frac{\partial U_y}{\partial x}U_x+\frac{\partial U_y}{\partial y}U_y+\frac{\partial U_y}{\partial z}U_z;\\ Z-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}&=\frac{\partial U_z}{\partial x}U_x+\frac{\partial U_z}{\partial y}U_y+\frac{\partial U_z}{\partial z}U_z. \end{aligned}\right\} \quad (3.12)$$

В этих уравнениях компоненты скорости U_x, U_y, U_z, а также напряжение сил давления p являются функциями только координат точек пространства, а от времени не зависят.

Умножим правую и левую часть первого уравнения на dx, второго уравнения на dy и третьего уравнения на dz.

Получим

$$\left.\begin{aligned} X dx - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx &= \left(\frac{\partial U_x}{\partial x}U_x + \frac{\partial U_x}{\partial y}U_y + \frac{\partial U_x}{\partial z}U_z\right)dx; \\ Y dy - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}dy &= \left(\frac{\partial U_y}{\partial x}U_x + \frac{\partial U_y}{\partial y}U_y + \frac{\partial U_y}{\partial z}U_z\right)dy; \\ Z dz - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}dz &= \left(\frac{\partial U_z}{\partial x}U_x + \frac{\partial U_z}{\partial y}U_y + \frac{\partial U_z}{\partial z}U_z\right)dz. \end{aligned}\right\} \quad (3.13)$$

Напомним, что для установившегося движения проекции перемещения частиц вдоль потока на элементарном пути могут быть определены соответственно

$$dx = U_x dt, \quad dy = U_y dt, \quad dz = U_z dt.$$

Следовательно, уравнения (3.13) могут быть записаны в таком виде:

$$\left.\begin{aligned} X dx - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx &= \left(\frac{\partial U_x}{\partial x}dx + \frac{\partial U_x}{\partial y}dy + \frac{\partial U_x}{\partial z}dz\right)U_x; \\ Y dy - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}dy &= \left(\frac{\partial U_y}{\partial x}dx + \frac{\partial U_y}{\partial y}dy + \frac{\partial U_y}{\partial z}dz\right)U_y; \\ Z dz - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}dz &= \left(\frac{\partial U_z}{\partial x}dx + \frac{\partial U_z}{\partial y}dy + \frac{\partial U_z}{\partial z}dz\right)U_z. \end{aligned}\right\} \quad (3.14)$$

В уравнениях (3.14) в скобках заключены полные дифференциалы компонентов скорости, соответственно dU_x, dU_y, dU_z.

С учетом этого система уравнений (3.14) принимает вид:

$$\left.\begin{aligned} X dx - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}dx &= U_x dU_x; \\ Y dy - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}dy &= U_y dU_y; \\ Z dz - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}dz &= U_z dU_z. \end{aligned}\right\} \quad (3.15)$$

Известно, что $U_x dU_x = d\left(\frac{U_x^2}{2}\right)$; $U_y dU_y = d\left(\frac{U_y^2}{2}\right)$;

$$U_z dU_z = d\left(\frac{U_z^2}{2}\right).$$

Сложим левые части уравнений (3.15) отдельно и правые части отдельно; запишем полученное равенство

$$X dx + Y dy + Z dz - \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial p}{\partial x}dx + \frac{\partial p}{\partial y}dy + \frac{\partial p}{\partial z}dz\right) = d\left(\frac{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2}{2}\right)$$

или

$$Xdx + Ydy + Zdz - \frac{1}{\rho} dp - d\left(\frac{U^2}{2}\right) = 0. \qquad (3.16)$$

Для частицы движущейся несжимаемой жидкостн, находящейся под действием силы тяжести, уравнение (3.16) примет такой вид

$$-gdz - \frac{1}{\rho} dp - d\left(\frac{U^2}{2}\right) = 0,$$

так как в этом случае

$$\rho = \text{const}; \quad Z = -g; \quad X = 0; \quad Y = 0.$$

Разделив полученное уравнение на $(-g)$, приходим к основному уравнению гидродинамнки — уравнению Бернулли в днфференциальной форме

$$dz + \frac{dp}{\rho g} + d\left(\frac{U^2}{2g}\right) = 0. \qquad (3.17)$$

Если проинтегрировать выражение (3.17) от какого-либо начального сечения 1 до другого конечного сечения 2, то получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g}. \qquad (3.18)$$

В общем случае интегрирование дает выражение

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} = H_d = \text{const}. \qquad (3.19)$$

В уравнениях (3.18) и (3.19)

z — геометрическая высота, или геометрический напор, м;

$p/\rho g$ — пьезометрическая высота, или пьезометрический напор, м;

$U^2/2g$ — скоростная высота, или скоростный напор, м.

Из пояснений к выводу уравнения Бернулли в виде (3.19) видно, что при установившемся движении идеальной жидкости для любого живого сечения элементарной струйки сумма трех напоров: геометрического, пьезометрического и скоростного является величиной постоянной, равной гидродинамическому напору H_d.

Для струйки реальной жидкости это соотношение нарушается, так как проявляются касательные силы внутреннего трения между частицами жидкости и внешнего трения между частицами жидкости и внешними поверхностями, ограничивающими поток. Кроме того, в своем движении струйка жидкости может изменять свое направление, а также встречать различные местные сопротивления. На преодоление сопротивления трения, которое пропорционально длине потока, а также различных местных сопротивлений, затрачивается определенное количество энергии. Если обозначить потерю энергии на преодоление сопротивления трения по длине между двумя сечениями через h_l, а потерю энер-

гии на преодоление местных сопротивлений через h_r, то общие потери энергии определятся суммой

$$h_l + h_r = h_{rl}.$$

В этом случае уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости примет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} + h_{rl}. \qquad (3.20)$$

УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Известно, что поток жидкости в целом, имеющий конечные размеры сечения, можно рассматривать (рис. 35) как сумму бесконечно большого колнчества элементарных струек, движущихся параллельно друг другу. Это утверждение справедливо для установившегося и равномерного движения или плавно изменяющегося потока, в котором соседние струйки расходятся на столь незначительный угол, что проекциями скорости на направление, перпендикулярное потоку, можно пренебречь.

Когда рассматривается течение жидкости в элементарной струйке, скорость частиц принимается одинаковой для данного элементарного сечення. Совершенно очевидно, что в сечении потока конечных размеров скорости частиц, в общем случае, будут неодинаковы. Вследствие этого действительная кинетическая энергия в каком-либо сечении потока будет отличаться от кинетической энергии, подсчитанной по средней скорости для данного сечения.

Отношение действительной кинетической энергии $E_д$ в сечении F к кинетической энергии $E_{ср}$, подсчитаниой по средней скорости v для данного сечения F, называют коэффициентом Кориолиса $\alpha = \frac{E_д}{E_{ср}}$. Он может быть представлен в таком виде:

$$\alpha = \frac{E_д}{E_{ср}} = \frac{\int_F \frac{u^2 dm}{2}}{\frac{mv^2}{2}} = \frac{\rho \int_F u^3 dF}{mv^2}, \qquad (3.21)$$

где $dm = \rho U dF$.

С учетом поправки к кинетической энергии, подсчитанной по средней скоростн, уравнение Бернулли (3.20) для целого потока реальной жидкости примет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{rl}. \qquad (3.22)$$

Коэффициент Кориолиса α является определенной величиной и характеризует степень неравномерности распределения скоростей по живому сечению потока. Установлено, что $\alpha > 1$ и обычно его значение заключено в пределах $\alpha = 1{,}03 \div 1{,}1$. В инженерной практике чаще всего принимают $\alpha = 1$. В некоторых случаях, например, при явно ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе коэффициент α может превышать указанный выше предел.

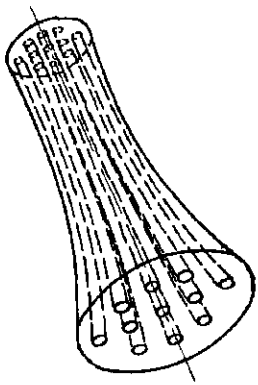


Рис. 35. Структура потока.

Каждый из членов уравнения (3.22) представляет собой удельную энергию жидкости, отнесенную к единице веса. Так геометрические напоры z определяют собой удельную энергию положения, пьезометрические напоры $\frac{p}{\rho g}$ — удельную эиергию давления, скоростные напоры $\frac{\alpha v^2}{2g}$ — удельную кинетическую энергию, h_{rl} — удельную энергию, затраченную на преодоление всех сопротивлений между двумя сечениями

$$h_{rl} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}\right), \qquad (3.23)$$

откуда следует, что разность между общей удельной энергней жидкости в начальном сечении потока и общей удельной энергией жидкости в конечном сечении затрачивается на преодоление всех сопротивлений между этими сечениями.

Отнесем потерю энергии h_{rl} между двумя сечениями потока к расстоянню l между нимн. Получим величину потерь на единицу длины потока или так называемый гидравлический уклон

$$i = \frac{h_{rl}}{l} = \frac{1}{l}\left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}\right)\right]. \qquad (3.24)$$

Если рассматрнвать изменение только потенциальной энергни между двумя сеченнями потока, то можно прийти к понятию пьезометрнческого уклона

$$i_п = \frac{1}{l}\left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)\right]. \qquad (3.25)$$

Следовательно, для равномерного потока ($v_1 = v_2 = \text{const}$) гидравлнческий и пьезометрический уклоны имеют одинаковое значение.

Как видно из уравнений (3.24) и (3.25), для горизонтального равномерного потока ($z_1 = z_2 = \text{const}$; $v_1 = v_2 = \text{const}$) пьезометрический уклои также равен гидравлическому, причем

$$i = i_п = \frac{p_1 - p_2}{\rho g l}. \qquad (3.26)$$

ПРИМЕНЕНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ В ТЕХНИКЕ

Уравнение Бернулли является основным уравнением гидродинамики и широко используется в инженерной практике. Для решения задач с помощью этого уравнения обычно по длине потока выделяется два (или более) поперечных сечения, для которых записывается уравнение Бернулли. Если в одном из сечений один параметр (z, p, v) является неизвестным, то из уравнения Бернулли находят соотношения для его определения. Если необходимо найти два неизвестных параметра, то решают систему уравнений, состоящую из уравнения Бернулли и уравнения неразрывности. Далее приводятся некоторые характерные примеры использования уравнения Бернулли для решения практических задач

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ

Рассмотрим простейший случай истечения идеальной жидкости из отверстия в дне сосуда, полагая, что сосуд открыт (рис. 36, *а*). Истечение происходит в атмосферу. Уровень жидкости в сосуде поддерживается постоянным.

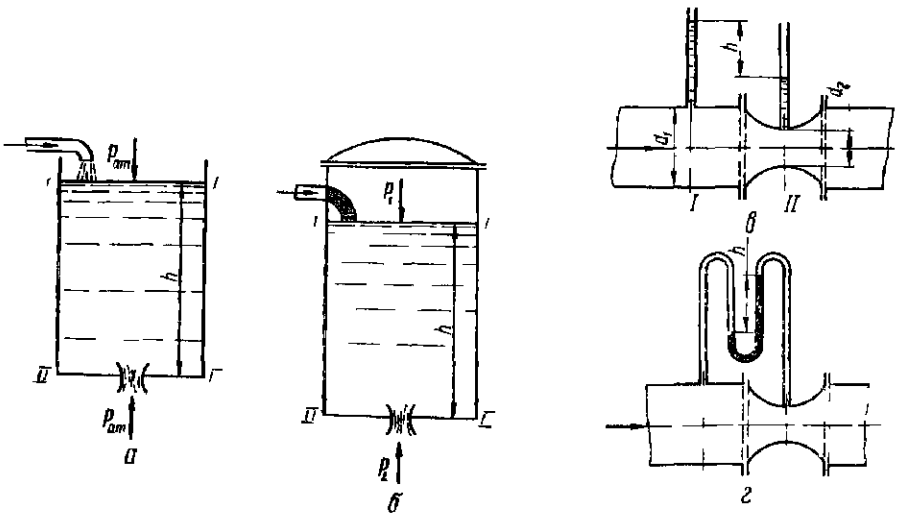


Рис. 36 Схемы к определению скорости истечения жидкости из отверстий (*а* и *б*) и расчету расходомера Вентури (*в* и *г*)

Пусть истечение происходит через отверстие в дне сосуда, которое расположено в плоскости сравнения *II—II*. Поверхность уровня расположена в плоскости *I—I*. Запишем уравнение Бер-

нулли относительно плоскостей *I—I* и *II—II*, воспользовавшись равенством (3.18), получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Учитывая, что $z_1 - z_2 = h$ (сечение *II—II* принято за плоскость сравнения), а $v_1 = 0$ в силу того, что уровень *I—I* в сосуде поддерживается постоянным, представим уравнение Бернулли в виде

$$h + \frac{p_{ат}}{\rho g} = \frac{p_{ат}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

откуда находим

$$h = \frac{v_2^2}{2g}; \quad v_2 = \sqrt{2gh}. \tag{3.27}$$

Таким образом, скорость истечения жидкости из отверстия в дне сосуда при условии, что уровень в сосуде поддерживается постоянным, определяется ускорением свободного падения и высотой уровня жидкости в сосуде.

Рассмотрим теперь случай истечения жидкости из отверстия в дне сосуда при дополнительном условии, что на поверхность жидкости действует давление $p_1 \neq p_2$ (рис. 36, *б*).
В этом случае можно положить $z_1 - z_2 = h$; $v_1 = 0$. Поэтому уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

откуда

$$v_2 = \sqrt{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}. \tag{3.28}$$

Следовательно, скорость истечения жидкости из резервуара зависит от глубины погружения отверстия под уровень свободной поверхности и от разности давлений, которые испытывает жидкость на поверхности в резервуаре (p_1) и в среде, куда происходит истечение (p_2).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ В ТРУБОПРОВОДЕ

Расход воды (или другой маловязкой жидкости) в трубопроводе измеряют с помощью сужнвающего поток устройства (рнс. 36, *в*), которое называют водомером или расходомером Вентури. Основным элементом водомера является калиброванный участок трубы, суживающий сечение потока от диаметра d_1 до диаметра d_2.

Составим уравнение Бернулли для сечений *I—I* и *II—II*, пренебрегая потерями и полагая, что труба горизонтальна ($z_1 = z_2$) и что

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 1; \quad \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Разность пьезометрических высот, обусловленная разностью давлений, равна

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = h,$$

т. е. определяется разностью уровней в пьезометрах. Следовательно,

$$h = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g}\left(\frac{v_2^2}{v_1^2} - 1\right). \qquad (3.29)$$

В соответствии с законом неразрывности потока отношение скоростей v_2^2/v_1^2 может быть заменено отношением сечений $k^2 = F_1^2/F_2^2$, которое для данного водомера является постоянной величиной.

Введем в рассмотрение расход жидкости $Q = v_1 F_1$. Тогда уравнение (3.29) можно записать в виде

$$\frac{Q^2}{2gF_1^2}(k^2 - 1) = h,$$

откуда

$$Q = \sqrt{\frac{2ghF_1^2}{k^2 - 1}}.$$

Для водомера, имеющего фиксированные значения d_1 и d_2, $\sqrt{\frac{2gF_1^2}{k^2-1}}$ величина постоянная, которая называется постоянной водомера и обозначается

$$c = \sqrt{\frac{2gF_1^2}{k^2 - 1}}.$$

Следовательно,

$$Q = c\sqrt{h}.$$

Итак, для определения расхода воды необходимо измерить перепад давления в сечениях *I—I* и *II—II* с помощью пьезометров. Если поток в трубе находится под относительно большим избыточным давлением, тогда вместо пьезометров для определения перепада давления применяют дифференциальный манометр (рис. 36, *г*).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ПОТОКЕ ПРИ ПОМОЩИ ТРУБКИ ПИТО

Скорость движения жидкости в какой-либо точке потока можно измерить с помощью трубки Пито (рис. 37, *а*).

Для пояснения принципа работы устройства рассмотрим горизонтальную трубку *CD*, по которой слева направо движется жидкость. Над точкой *a* сечения *I—I* в центре потока установим

пьезометр A, уровень в котором будет указывать избыточное давление жидкости в сечении $I—I$ трубы, в том числе в точке a.

В сечении $II—II$, на некотором расстоянии от сечения $I—I$ вдоль по течению вмонтируем трубку B, нижний конец которой загнут на 90° и направлен своим открытым концом против течения. Пусть точка b находится внутри трубки B в центре сечения

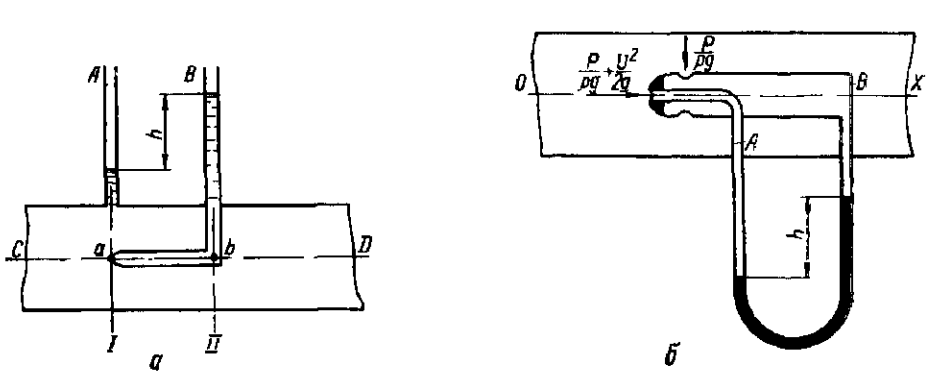


Рис. 37. Приборы для измерения скорости жидкости (трубки Пито).

$II—II$. Очевидно, если жидкость в трубе CD не будет двигаться, то уровни в трубках A и B будут одинаковы, показывая статический напор в трубе. При движении уровень жидкости в пьезометре не изменится, а в трубке B, которую назовем трубкой полного гидродинамического напора, уровень должен подняться. Поднятие уровня в трубке B объясняется следующим.

Скорость U_1 в трубопроводе CD, в точке a обусловливает соответствующий гидродинамический напор $\frac{U_1^2}{2g}$, который действует на торцевую поверхность трубки B, загнутой против течения. Но в точке b внутри гидродинамической трубки скорость U_2 равна нулю, так как жидкость внутри трубки B не движется. Поэтому для сечений $I—I$ и $II—II$ потока в трубе CD выполняются равенства $z_1=z_2$ и $U_2=0$.

Следовательно, $\frac{p_1}{\rho g}+\frac{U_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\rho g}$ или $\frac{p_2-p_1}{\rho g}=\frac{U_1^2}{2g}$. Если обозначить $\frac{p_2-p_1}{\rho g}=h$, то $U_1^2=2gh$, откуда находим, что скорость в трубе $U_1=\sqrt{2gh}$. Таким образом, для определения скорости движения жидкости в трубе необходимо измерить разность между уровнями жидкости в трубке полного гидродинамического напора B и пьезометре A, т. е. высоту h.

Для удобства при измерении скорости потока с помощью скоростной трубки применяют совмещенную конструкцию (трубка в трубке) (рис. 37, $б$). Трубкой полного гидродинамического на-

пора в этом случае является внутренняя трубка A, воспринимающая полный напор $\left(\frac{p}{\rho g}+\frac{U^2}{2g}\right)$.

Измерение статического давления в потоке осуществляется внешней трубкой B. Такое устройство для измерения скорости потока называется трубкой Пито — Прандтля.

С помощью скоростных трубок можно измерять скорости потока в любой точке. Для перехода к средней скорости от скорости потока в какой-либо точке, измеряемой чаще всего в центре потока, пользуются аналитическим выражением законов распределения скорости по поперечному сечению потока или производят тарирование трубки при ее определенном положении в потоке. Тарирование производится по специальным правилам Госстандарта СССР.

ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗАКОНОВ ГИДРОДИНАМИКИ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ В ПРАКТИКЕ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Пример 1. В двух рядом стоящих резервуарах уровень сиропа h поддерживается одинаковым (рис. 38, а). В первом резервуаре давление $p_1=196{,}2$ КПа, а во втором $p_2=98{,}1$ кПа. В нижней части резервуары соединяются отверстием с $d=0{,}1$ м. С какой скоростью и в каком количестве будет переходить сироп из одного резервуара в другой? Плотность сиропа $\rho=1250$ кг/м^3.

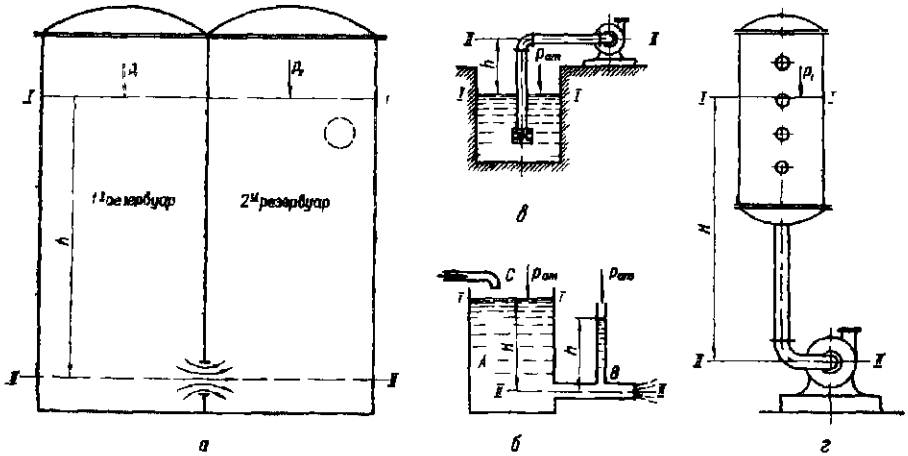


Рис. 38 Иллюстрации к примерам.

Определить скорость и расход для случая, когда в резервуарах вместо сиропа будет вода.

Решение. Запишем уравнение Бернулли для двух горизонтальных плоскостей: плоскость $I—I$ совпадает с поверхностью жидкости в резервуарах, плоскость $II—II$ проходит через центр отверстия, соединяющего резервуары, т. е. через его диаметральное сечение. Находим

$$z_1+\frac{p_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g}.$$

В этом уравненнн по условню $z_1 - z_2 = h$; $v_1 = 0$; $p_2 = p + \rho g h$.
Скорость v_2 протекания жидкости из первого резервуара во второй определится из соотношения

$$\frac{p_1 - p}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g}, \quad \text{откуда} \quad v_2 = \sqrt{2\frac{p_1 - p}{\rho}}.$$

Такнм образом, находим

$$v_2 = \sqrt{2\frac{196{,}2 - 98{,}1}{1250}\cdot 10^3} \text{ м/с} = 12{,}5 \text{ м/с};$$

$$Q = v_2 F = 12{,}5 \cdot 0{,}785 d^2 = 12{,}5 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}01 \text{ м}^3/\text{с} = 0{,}098 \text{ м}^3/\text{с} = 98 \text{ л/с}.$$

Определнм скорость протекаиня v_2 и расход Q для воды

$$v_2 = \sqrt{2\frac{p_1 - p}{\rho}} = \sqrt{2\frac{196{,}2 - 98{,}1}{1000}\cdot 10^3} \text{ м/с} = 14 \text{ м/с};$$

$$Q = v_2 F = 14 \cdot 0{,}785 \cdot 0{,}01 \text{ м}^3/\text{с} = 0{,}11 \text{ м}^3/\text{с} = 110 \text{ л/с}.$$

Пример 2. Из открытого резервуара A через трубу B выпусиается вода, запас иоторой непрерывно пополняется из трубы C (рнс. 38, *б*). Так в резервуаре A поддерживается уровень $H = 3$ м. Скорость воды в трубе B — 1,5 м/с.

Определить показание пьезометра h.

Р е ш е н и е. Составнм уравненне Бериулли для сечений *I—I* и *II—II*:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

По условию

$$z_1 = H; \quad \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g}; \quad v_1 = 0; \quad z_2 = 0; \quad v_2 = 1{,}5 \text{ м/с}.$$

Таким образом,

$$H + \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g},$$

откуда

$$h = \frac{p_2 - p_{\text{ат}}}{\rho g} = H - \frac{v_2^2}{2g} = 3 - \frac{1{,}5^2}{19{,}62} = 2{,}85 \text{ м}.$$

Пример 3. Определнть высоту h установки центра насоса над уровнем воды в колодце (рнс. 38, *в*) при условнн, что подача насоса $Q = 0{,}06$ м^3/с, диаметр всасывающеи трубы $d = 0{,}2$ м, вакуум, создаваемый насосом $p_{\text{нак}} = 68{,}7$ кПа.

Р е ш е н и е. Составнм уравнение Бернулли для плоскостей *I—I* (уровень воды в колодце) и *II—II* (центр насоса):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

По условию

$$z_1 = 0; \quad p_1 = p_{\text{ат}}; \quad v_1 = 0; \quad z_2 = h; \quad v_2 = \frac{4Q}{\pi d^2};$$

$$\frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} = h + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

откуда

$$h=\frac{p_{ат}-p_2}{\rho g}-\frac{v_2^2}{2g}=\frac{p_{вак}}{\rho g}-\frac{v_2^2}{2g};$$

$$v_2=\frac{4\cdot 0{,}06}{3{,}14\cdot 0{,}04}=1{,}91 \text{ м/с};$$

$$h=\frac{68{,}7\cdot 10^3}{10^3\cdot 9{,}81}-\frac{1{,}91^2}{19{,}62}=6{,}814 \text{ м}.$$

Пример 4. В дне паточного сборника имеется отверстие, диаметр которого $d_2=25$ мм. Сборник открыт и уровень патоки в нем поддерживается постоянным $h=3$ м (см. рис. 36, *а*).

Какое количество патоки выльется через отверстие в дне сборника за 1 мин. Плотность патоки $\rho=1400$ кг/м^3.

Р е ш е н и е. Составим уравнение Бернулли для сечений *I—I* и *II—II*. Сечение *I—I* совпадает с уровнем патоки в сборнике, а *II—II* с горизонтальным дном сборника.

По условию

$$z_1=h;\ p_1=p_{ат};\ v_1=0;\ z_2=0;\ p_2=p_{ат}.$$

Таким образом,

$$h+\frac{p_{ат}}{\rho g}=\frac{p_{ат}}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g};\quad v_2=\sqrt{2gh};\quad Q=vF;$$

$$v_2=\sqrt{19{,}62\cdot 3} \text{ м/с}=7{,}68 \text{ м/с}.$$

Площадь сечения отверстия $F=0{,}785\cdot 0{,}025^2=0{,}00049$ м^2. Расход $Q=7{,}68\cdot 0{,}00049=0{,}00376$ м^3/с. Следовательно, за 1 мин вытечет патоки $3{,}76\cdot 60=0{,}226$ м^3=226 л.

Пример 5. В закрытом сосуде находится сироп ($\rho=1200$ кг/м^3). Уровень сиропа в сосуде $H=2$ м поддерживается постоянным. Кроме того, над поверхностью сиропа поддерживается избыточное давление $p=147{,}1$ кПа. Определить количество сиропа, вытекающего через отверстие в дне сосуда диаметром $d=25$ мм (см. рис. 36, *б*).

Р е ш е н и е. Запишем уравнение Бернулли для сечений *I—I* (поверхность уровня в сосуде) и *II—II* (плоскость отверстия в дне сосуда):

$$z_1+\frac{p_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g}.$$

По условию

$$z_1=H;\ v_1=0;\ z_2=0;\ p_2=p_{ат}.$$

Следовательно, уравнение Бернулли примет вид

$$H+\frac{p_1}{\rho g}=\frac{p_{ат}}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g},$$

откуда скорость течения сиропа

$$v_2=\sqrt{2g\left(H+\frac{p_1-p_{ат}}{\rho g}\right)}=\sqrt{19{,}62\left(2+\frac{147{,}1\cdot 10^3}{1{,}2\cdot 10^3\cdot 9{,}81}\right)} \text{ м/с}=$$

$$=16{,}9 \text{ м/с}.$$

Расход сиропа

$$Q=v_2F=16{,}9\cdot 0{,}785\cdot 0{,}025^2=0{,}00843 \text{ м}^3/\text{с}=8{,}43 \text{ л/с}.$$

Если бы при тех же условиях в сосуде была вода, то скорость истечения составила бы

$$v_2=\sqrt{19{,}62\left(2+\frac{147{,}1\cdot 10^3}{10^3\cdot 9{,}81}\right)} \text{ м/с}=18{,}3 \text{ м/с},$$

а расход воды

$$Q = 18{,}3 \cdot 0{,}0005 \text{ м}^3/\text{с} = 0{,}00915 \text{ м}^3/\text{с} = 9{,}15 \text{ л/с}.$$

Пример 6. Насос забирает густой сироп из IV корпуса выпарки, где поддерживается разрежение $p_{вак} = 79{,}9$ кПа. Центр насоса находится на 5 м ниже уровня сиропа в выпарном аппарате. Плотность сиропа $\rho = 1300$ кг/м^3. Диаметр всасывающей трубы насоса $d = 90$ мм; количество сиропа, поступающего на насос $Q = 5$ л/с. Определить давление на всасывающей стороне насоса и вакуум, который он должен создавать при перекачке (рис. 38, *г*).

Р е ш е н и е. Составим уравнение Бернулли для двух сечений: *I—I* (поверхность уровня сиропа в выпарном аппарате) и *II—II* (горизонтальная плоскость, проходящая через центр насоса):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

По условию:

$z_1 = H$; p_1 — абсолютное давление на поверхности сиропа в выпарном аппарате; $v_1 = 0$; $v_2 = \frac{Q}{F}$; $z_2 = 0$.

Тогда уравнение Бернулли принимает вид

$$H + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}, \text{ откуда } \frac{p_2}{\rho g} = H + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g}.$$

Абсолютное давление на поверхности сиропа в выпарном аппарате

$$p_1 = p_{ат} - p_{вак};$$

$$p_1 = 98{,}1 - 79{,}9 = 18{,}1 \text{ кПа}.$$

Скорость движения сиропа при входе в насос

$$v_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{0{,}005}{0{,}785 \cdot 0{,}09^2} \text{ м/с} = 0{,}788 \text{ м/с}.$$

Абсолютное давление на всасывающей стороне насоса

$$p_2 = \rho g H + p_1 - \rho_2 \frac{v_2^2}{2} = 1300 \cdot 9{,}81 \cdot 5 + 1{,}811 \cdot 10^4 - 1300 \frac{0{,}788^2}{2} \text{ Па} =$$

$$= 8{,}146 \cdot 10^4 \text{ Па} = 81{,}46 \text{ кПа}.$$

Вакуум, который должен создавать насос, чтобы всасывать сироп

$$p_{вак} = p_{ат} - p_{абс} = 9{,}81 \cdot 10^4 - 8{,}146 \cdot 10^4 = 1{,}664 \cdot 10^4 \text{ Па} = 16{,}64 \text{ кПа}.$$

Глава четвертая

РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

В природе существуют два режима движения жидкости: ламинарный, при котором частицы жидкости в потоке движутся упорядоченно в виде несмешивающихся струек или слоев, и турбулентный, при котором частицы жидкости в своем хаотическом движении вдоль потока описывают сложные неупорядоченные траектории, вследствие чего происходит интенсивное перемешивание и частое соударение частиц.

Естественно, что затрата энергии на перемещение определенного количества жидкости вдоль потока будет различна при различных режимах движения. При ламинарном режиме энергия затрачивается только на продольное перемещение частиц жидкости вдоль потока; при турбулентном затрачивается дополнительная энергия на поперечные перемещения частиц жидкости, связанные с неупорядоченным характером движения.

Поэтому для инженерной практики особенно важно знать, при каком режиме происходит движение частиц жидкости в том или ином потоке.

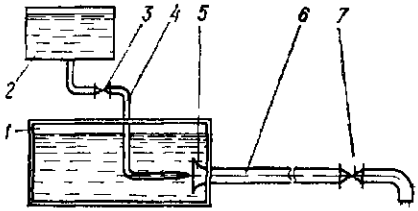


Рис. 39. Схема установки Рейнольдса.

Осборн Рейнольдс предложил установку для экспериментального определения режима движения жидкости (рис. 39). В сосуд *1* наливается вода, которая через открытый раструб *5* горизонтальной стеклянной трубы *6* может выливаться через регулирующий кран *7* на конце трубы. К центру раструба *5* в начальное сечение трубы *6* подводится жидкая краска из сосуда *2* по тонкой трубке *4*, с краном *3*. Если с помощью крана *7* установить в трубе *6* скорость жидкости меньше некоторого критического значения, то жидкая краска, поступающая из трубки *4* к начальному сечению потока воды, образует в трубе *6* окрашенную нить (тончайшую окрашенную струйку), которая не смешивается с потоком воды по всей длине трубы. Это свидетельствует о ламинарном режиме движения воды в трубе *6*.

Если, регулируя краном *7* поток воды в трубе *6*, превзойти некоторую критическую величину скорости, то жидкая краска, поступающая в поток, начнет размываться и при достаточно большой скорости равномерно окрасит жидкость в трубе *6*. Это будет свидетельствовать о возникновении турбулентного режима. Можно затем, уменьшая скорость воды в трубе, восстановить ламинарный режим движения и т. д.

Установка Рейнольдса позволяет визуально наблюдать режимы движения жидкости, что очень важно для получения правильных физических представлений о происходящих процессах. Однако для инженерной практики очевидно более важным является аналитическое решение задачи определения режимов движения жидкости по некоторым известным параметрам потока. Решение этой задачи основано на применении теории подобия.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

В технической гидравлике часто приходится сталкиваться с условиями, когда применение дифференциальных уравнений, описывающих тот или иной процесс, недостаточно для количественной

его характеристики. Объясняется это сложностью дифференциальных уравнений и отсутствием данных для их решения. Поэтому для исследования и расчета различных гидравлических процессов, систем и сооружений прибегают к опытам на моделях. При проведении таких экспериментов устанавливают функциональную зависимость между различными физическими величинами, влияющими на исследуемое явление.

Правильная организация экспериментов, анализ и обобщение их результатов могут оказаться надежными лишь в том случае, если между реальными условиями и условиями на модели существуют определенные зависимости, опирающиеся на теоретические законы. Такими законами являются законы динамического подобия, связанные с теорией размерностей. Законы подобия указывают, какие величины необходимо измерять при проведении опытов, как следует обрабатывать полученные из опыта данные и какие условия необходимы и достаточны для существования подобия двух систем.

О динамически подобных потоках говорят, что они динамически копируют друг друга. Динамическое подобие предполагает наличие геометрического, кинематического и материального подобия систем натуры и модели. При этом под натурой понимают рассматриваемую систему или явление в натуральную величину; под моделью — опытную установку, скопированную с натуры в некотором масштабе.

Рассмотрим каждое из условий динамического подобия систем натуры и модели.

Геометрическое подобие предполагает пропорциональность всех сходственных размеров потока натуры и модели, а также равенство углов в сходственных точках. Присвоим величинам, относящимся к натуре, индекс «н», а величинам, относящимся к модели, индекс «м», тогда для константы геометрического подобия α_l можно записать выражение вида

$$\alpha_l = \frac{l_м}{l_н}, \qquad (4.1)$$

где $l_м$ и $l_н$ — сходственные линейные размеры.

В этом случае: $\frac{F_м}{F_н} = \alpha_l^2$ — константа подобия площадей;

$\frac{V_м}{V_н} = \alpha_l^3$ — константа подобия объемов.

Сходственными точками в геометрически подобных системах принято называть такие точки, которые одинаково расположены к границам этих систем, и отношения координат которых равны константе подобия α_l, т. е.

$$\frac{x_м}{x_н} = \alpha_l; \quad \frac{y_м}{y_н} = \alpha_l; \quad \frac{z_м}{z_н} = \alpha_l.$$

Кииематическое подобие требует, чтобы траектории, описываемые сходственными частицами потока иатуры и модели, за любые сходственные отрезки времени были подобиы. Из условий киннематического подобия следует пропорциональность скоростей и ускорений в сходственных точках потоков натуры и модели, и, следовательно, постоянство отношения отрезков времеии, за которое частицы жидкости, находящиеся в сходственных точках потоков натуры и модели, перемещаются, проходя сходственные элементы траекторни.

Сходственными обычно называют моменты времеии $t_м$ и $t_н$, относящиеся к подобным системам, имеющие общее начало отсчета и удовлетворяющие зависимостн

$$\alpha_t = \frac{t_м}{t_н}. \tag{4.2}$$

Эта величина называется константой кинематического подобия. Она ие зависнт от времени и действительна для любой пары сходственных точек и сходственных участков путн.

Материальиое подобие двух потоков требует взаимного соответствия между массой материальных частиц потоков натуры и модели. При этом должна существовать зависимость

$$\frac{M_м}{M_н} = \frac{\rho_м V_м}{\rho_н V_н} = \alpha_\rho \alpha_l^3 = \alpha_m, \tag{4.3}$$

где α_ρ — отношение средней плотности модели к соответствующей величиие натуры;

α_m — коистанта подобия масс.

Наличие геометрического, кинематического и материального подобия двух систем (потоков) обеспечивает их полиое дииамическое подобие.

Ньютон предложил рассматривать динамическое подобне, исходя из условия, что силы, действующие в сходственных точках динамически подобных систем (потоков), в сходственные момеиты времени относятся друг к другу как

$$\frac{Y_1}{Y_2} = \frac{M_1 a_1}{M_2 a_2} = \frac{M_1 U_1^2}{M_2 U_2^2} \frac{l_2}{l_1}, \tag{4.4}$$

откуда следует, что

$$\frac{Y_1 l_1}{Y_2 l_2} = \frac{M_1 U_1^2}{M_2 U_2^2}$$

или

$$\frac{Y_1 l_1}{M_1 U_1^2} = \frac{Y_2 l_2}{M_2 U_2^2} = \ldots = \frac{Y_i l_i}{M_i U_i^2} = \frac{Yl}{MU^2} = \text{idem}. \tag{4.5}$$

Выражение (4.5) получено из тождествеииых преобразований завнсимости (4.4), действительной для дииамнчески подобных

систем (потоков). Следовательно, безразмерная величина $\frac{Yl}{MU^2}$ может служить критерием динамического подобия.

Из выражения (4.5) видно, что критерии подобия для динамически подобных систем должны быть одинаковы (равны). Принято обозначать критерии подобия начальными буквами фамилии ученого, предложившего тот или иной критерий. В частности, критерий вида (4.5) носит имя Ньютона и обозначается:

$$\mathrm{Ne} = \frac{Yl}{MU^2}. \tag{4.6}$$

Эта величина является общим критерием динамического подобия.

Естественно, что для полного динамического подобия необходимо подобие всех сил, действующих на рассматриваемые системы. Однако практически эти условия редко реализуются, так как каждая из категорий сил требует определенных условий подобия, которые иногда оказываются несовместимыми. Поэтому, удовлетворить основному условию подобия — равенству критериев Ne для модели и натуры оказывается не всегда возможным. В этих случаях стараются обеспечить подобие тех сил, которые наиболее существенны для рассматриваемых систем.

Критерий Ne выражает зависимость между силами, массами, скоростями и линейными размерами в динамически подобных потоках в общем виде.

В гидравлике приходится иметь дело, главным образом, с тремя видами сил: массовыми (силой тяжести), поверхностными (нормальной силой давления) и касательными силами трения. В каждом отдельном случае главную роль играет одна из перечисленных сил.

Пусть в рассматриваемой системе определяющей является сила тяжести.

$$G = Mg,$$

где M — масса системы.

Для получения условий подобия подставим это выражение в равенство (4.6) и найдем

$$\mathrm{Ne} = \frac{Yl}{MU^2} = \frac{M_1 g_1 l_1}{M_1 U_1^2} = \frac{M_2 g_2 l_2}{M_2 U_2^2},$$

откуда следует, что

$$\frac{g_1 l_1}{U_1^2} = \frac{g_2 l_2}{U_2^2} = \ldots = \frac{g_i l_i}{U_i^2} = \frac{gl}{U^2} = \mathrm{idem}. \tag{4.7}$$

Безразмерная величина $\frac{gl}{U^2}$ характеризует подобие сил тяжести и называется критерием Фруда

$$\mathrm{Fr} = \frac{gl}{U^2}. \tag{4.8}$$

Равенство крнтериев Fr в сходственных точках потоков, удовлетворяющих геометрическому, кинематическому и материальиому подобию, обеспечивает подобие сил тяжести.

Для получеиия условий подобия систем, определяющими силами которых являются силы давлеиия, подставим в равенство (4.6) выражение $P=pF$. Тогда получим

$$\mathrm{Ne}=\frac{Pl}{MU^2}=\frac{p_1F_1l_1}{M_1U_1^2}=\frac{p_2F_2l_2}{M_2U_2^2}.$$

Имея в виду, что $M=\rho V$ и что в геометрически подобных системах $\frac{F_1l_1}{V_1}=\frac{F_2l_2}{V_2}$, найдем

$$\frac{p_1}{\rho_1U_1^2}=\frac{p_2}{\rho_2U_2^2}=\ldots=\frac{p_i}{\rho_iU_i^2}=\frac{p}{\rho U^2}=\mathrm{idem}. \qquad (4.9)$$

Безразмерная величина $p/\rho U^2$ является критерием подобия только сил давления. Этот критерий назван именем Эйлера

$$\mathrm{Eu}=\frac{p}{\rho U^2}. \qquad (4.10)$$

Очень часто в критерий Эйлера вводится вместо абсолютного давления разность или перепад давлений Δp в двух точках, а именно:

$$\mathrm{Eu}=\frac{\Delta p}{\rho U^2}. \qquad (4.11)$$

Равенство критериев Eu в сходственных точках потоков, удовлетворяющих геометрическому, кинематическому и материальному подобию, обеспечивает подобие сил давления.

Наиболее часто в гидродинамике реальной жидкости определяющей характер движеиня силой является сила виутреннего треиия между частицами жидкости, обусловлениая ее вязкостью. Для получения условий подобия сил вязкости подставим в уравнение (4.6) силу внутрениего трения $T=\mu F\frac{dU}{dn}$. Тогда выражение для критерия Ньютона может быть представлено в виде

$$\mathrm{Ne}=\frac{Yl}{MU^2}=\frac{\mu Fl}{MU^2}\cdot\frac{dU}{dn}. \qquad (4.12)$$

Учитывая, что $F\sim l^2$, dn — линейная величиiа, $M=\rho l^3$ и что в данном случае бескоиечио малые величины dU и dn могут быть заменеиы конечными величинами U и l, зависимость (4.12) может быть представлена отношением

$$\mathrm{Ne}=\frac{\mu l^2Ul}{\rho l^3U^2l},$$

откуда следует, что

$$\frac{\mu_1}{\rho_1l_1U_1}=\frac{\mu_2}{\rho_2l_2U_2}=\ldots=\frac{\mu_i}{\rho_il_iU_i}=\frac{\mu}{\rho lU}=\mathrm{idem}. \qquad (4.13)$$

Безразмерная величина $\frac{\rho lU}{\mu}$ является критерием подобия сил вязкости и называется критерием Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho lU}{\mu}. \tag{4.14}$$

Очень часто в критерий Рейнольдса Re вводится характерный размер d рассматриваемой системы

$$\mathrm{Re} = \frac{Ud\rho}{\mu}, \tag{4.15}$$

откуда после замены коэффициента динамической вязкости μ коэффициентом кинематической вязкости ν, находим

$$\mathrm{Re} = \frac{Ud}{\nu}. \tag{4.16}$$

Равенство критериев Re в сходственных точках потоков, удовлетворяющих геометрическому, кинематическому и материальному подобию, обеспечивает подобие сил внутреннего трения.

Опытным путем установлено, что для круглых труб при $\mathrm{Re} < 2320$ движение жидкости является ламинарным, при $\mathrm{Re} > 13\,800$ — турбулентным, а при $2320 < \mathrm{Re} < 13\,800$ — движение жидкости неустойчиво. Неустойчивость движения жидкости в указанном интервале значений Re заключается в том, что любое внешнее воздействие на поток может привести к смене режима движения.

Так, при благоприятных условиях входа в трубу и отсутствии причин, возмущающих поток вдоль трубы, ламинарный режим в потоке может сохраняться и при $\mathrm{Re} > 2320$. Но малейшее изменение параметров потока или введение в него какого-либо предмета, вызывающего дополнительное сопротивление, может привести к быстрому, подчас мгновенному, переходу от ламинарного к турбулентному режиму движения.

В природных условиях и во многих случаях в технике приходится встречаться с турбулентными потоками. Так установлено, что за редким исключением, движение воздушных масс в атмосфере, течение воды в естественных потоках происходит в условиях турбулентного движения.

В заключение отметим, что в практике рассмотренные выше критерии подобия выражаются чаще всего через среднюю скорость потока:

$$\mathrm{Re} = \frac{vd\rho}{\mu} = \frac{vd}{\nu}; \quad \mathrm{Fr} = \frac{v^2}{gl}; \quad \mathrm{Eu} = \frac{\Delta p}{\rho v^2}.$$

НАПОРНОЕ И БЕЗНАПОРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ

Движение реальной жидкости в потоке характеризуется условиями течения. Так, течение жидкости в трубопроводах различного сечения может происходить в условиях полного их заполнения

(рис. 40, *а*), т. е. когда частицы жидкости соприкасаются с внутреиией поверхностью трубопровода по всему пернметру сечения. Опытом установлено, что давлеиие жидкости в таком трубопроводе вдоль потока не остаегся постоянным. Такое движение называется напорным. Примером напорного движения является обычный водопровод.

Течение реальиой жидкости может происходить в открытых руслах, желобах или трубопроводах при условии неполного затопления труб, т. е. когда частицы жидкости соприкасаются с внутренней поверхностью трубопровода не по всему периметру сечения, а только по части периметра χ. В этом случае в верхней части потока образуется свободная поверхность жидкости и давление вдоль потока остается постоянным.

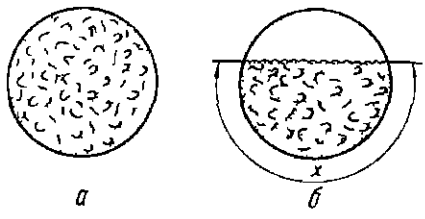


Рис. 40 К определению гидравлического радиуса.

Такое движение жидкости называется безиапорным. Примером безнапорного движеиия может служить течеине воды в естественных потоках, желобах, а также в трубопроводах канализационных сетей.

К гидравлическим характеристикам напорного и безнапорного движения жидкости отиосятся: живое сечение потока, гидравлический радиус, гидравлический уклон.

Живым сечением потока называется сечение перпендикулярное направлению потока. Та часть периметра χ живого сечеиия потока, по которому происходит соприкосновение частиц жидкости с внутренней поверхностью трубопровода, желоба или ложа естествеииого потока, называется смоченым периметром.

Отношение живого сечения потока F к смоченному периметру χ называется гидравлическим радиусом.

$$R = \frac{F}{\chi}. \tag{4.17}$$

В гидравлике гидравлнческим радиусом принято характеризовать форму сечеиия потока. Гндравлическнй радиус потока для круглой трубы в условиях напорного движения

$$R = \frac{F}{l} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4}; \quad d = 4R. \tag{4.18}$$

ЗАКОНОМЕРНОСТИ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Рассмотрим закономерности, которым подчиняется равномериый поток в трубе при течении реальной жидкости. Очевидно это движение будет установившимся, а сечение трубопровода одинаковым вдоль всего рассматриваемого участка (рис. 41).

Для выясиеиия искомых закоиомерностей воспользуемся уравнением Бернулли для сечений *I—I* и *II—II:*

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_l. \qquad (4.19)$$

При равномерном движении скорость потока во всех сечениях одинакова ($v_1 = v_2$), поэтому можем записать равеиство

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + h_l, \qquad (4.20)$$

откуда

$$h_l = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right), \qquad (4.21)$$

где h_l — потеря удельной эиергин (напора) на преодоление виешиего трения частиц жидкости о стенки трубопровода на рассматриваемом участке длиной l.

Установим далее, под действием каких сил происходит перемещение частиц жидкости в рассматриваемом элементе равномерного потока.

На участке потока длиной l действуют:

сила тяжести $G = Fl\rho g$, действующая по вертикали;

сила гидродииамического давления $P = p_1F - p_2F$, действующая вдоль оси потока;

сила трения жидкостн о стенки трубопровода T_0, действующая вдоль оси потока противоположио направлению движения.

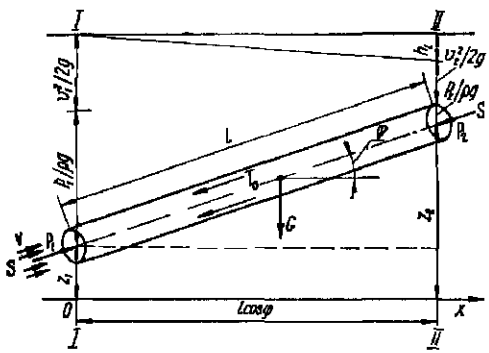


Рис. 41. Схема к выводу закономерностей равномерного двнжения жидкости в трубе.

Кроме перечисленных сил на рассматриваемый элемент потока действуют еще нормальные силы давлеиия на боковую поверхность. Однако проекции этих сил на направлеиие движения равны нулю и поэтому не учитываются.

В потоке реальной жидкости действуют также касательные силы сцепления, т. е. силы внутреииего трения между частицами жидкости. Они ие учитываются при рассмотрении сил, от которых зависит движение потока в трубе, так как силы внутреинего трения являются парными силами и их внешний эффект на поток в целом равеи иулю. Касательные силы сцепления, характеризующие

внутреннее трение между частицами жидкости, могут быть вычислены на основании закона Ньютона:

$$T = \mu F \frac{dU}{dn}, \tag{4.22}$$

а напряжение сил внутреннего трения может быть найдено как

$$\tau = \pm \mu \frac{dU}{dn}. \tag{4.23}$$

Составим уравнение проекций внешних сил вдоль направления движения потока, учитывая, что сила, обусловленная гидродинамическим давлением $P=(p_1-p_2)F$ действует вдоль оси потока, сила трения T_0 направлена против движения жидкости, а проекция силы тяжести на направление движения

$$G_s = -G\sin\varphi = G\frac{z_1-z_2}{l} = F\rho g(z_1-z_2),$$

где φ — угол между направлением потока и осью Ox; далее находим

$$G\frac{z_1-z_2}{l} + (p_1-p_2)F - T_0 = 0;$$

или

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{T_0}{\rho g F},$$

откуда следует уравнение проекций в виде

$$\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = \frac{T_0}{\rho g F}. \tag{4.24}$$

Для горизонтальной трубы $z_1=z_2$ ($\varphi=0$):

$$p_1 - p_2 = \frac{T_0}{F}. \tag{4.25}$$

Таким образом, на основании сравнения уравнений (4.21) и (4.24) находим, что потеря напора

$$h_l = \frac{T_0}{\rho g F}. \tag{4.26}$$

Сила внешнего трения T_0 может быть определена из условия

$$T_0 = \chi l \tau_0. \tag{4.27}$$

Следовательно,

$$h_l = \frac{\chi l \tau_0}{\rho g F} = \frac{l\tau_0}{\rho g R} = il, \tag{4.28}$$

$$i = \frac{\tau_0}{\rho g R}; \quad \tau_0 = \rho g i R;$$

где R — гидравлический радиус.

Равенство (4.28) выражает основную закономерность установившегося равномерного движения реальной жидкости: потеря напора вследствие преодоления сопротивления движению жидкости по длине трубопровода h_l пропорциональна касательным напряжениям τ_0 на стенке трубы.

Для круглой трубы радиусом r_0 напряжение сил внешнего трения жидкости о стенки горизонтального круглого трубопровода определится выражением

$$\tau_0 = \rho g i R = \frac{1}{2} \rho g i r_0, \tag{4.29}$$

а потеря энергии или напора по длине трубопровода

$$h_l = 2 \frac{\tau_0}{\rho g r_0} l. \tag{4.30}$$

Выражение (4.28) получено для установившегося равномерного движения реальной жидкости. Однако, в инженерной практике этой зависимостью часто пользуются и при расчетах, относящихся к установившемуся неравномерному движению и неустановившемуся движению. В этих случаях указанные зависимости рассматриваются как условные, и в них вводятся соответствующие поправки.

Глава пятая

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ЛАМИНАРНОГО ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

ЗАКОН РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТИ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ПО СЕЧЕНИЮ КРУГЛОЙ ТРУБЫ

Пусть в горизонтальной круглой трубе радиуса r_0 слева направо движется жидкость (рис. 42, *а*). Выделим в этом потоке осесимметричный цилиндрический элемент AB радиуса r.

В связи с тем, что в общем случае, скорости движения частиц жидкости по сечению потока не одинаковы, на поверхности элемента AB возникнут силы трения T, направленные противоположно движению. У стенки жидкость неподвижна, следовательно, она оказывает тормозящее действие на поверхности элемента AB, движущегося в центральной части трубы.

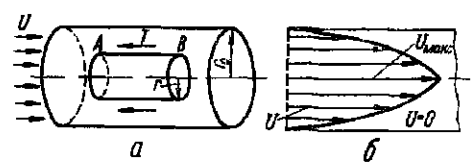


Рис. 42. Схема к выводу закона Стокса.

Напряжение силы внутреннего трения τ на поверхности выделенного в жидкости жидкого элемента, который перемещается в той же жидкости, можно рассматривать как результат действия

сил внешнего трения жидких частиц элемента AB о частицы окружающей его жидкости потока в целом.

Такое очевидное предположение дает право применить в данном случае для определения напряжения сил трения равенство $\tau = -\mu \frac{dU}{dr}$, вытекающее из закона Ньютона, и уравнение (4.29), вытекающее из закономерностей установившегося равномерного движения реальной жидкости применительно к круглому трубопроводу.

При этом очевидно, что

$$\frac{1}{2} \rho g i r = -\mu \frac{dU}{dr} = \tau, \tag{5.1}$$

откуда

$$dU = -\frac{\rho g i r}{2\mu} dr. \tag{5.2}$$

Вычислим интеграл

$$\int_{U_1}^{U_2} dU = -\frac{\rho g i}{2\mu} \int_{r_1}^{r_2} r dr, \tag{5.3}$$

учитывая, что у стенки $r_1 = r_0$; $U_1 = 0$, а в слое жидкости, удаленном от стенки на некоторое расстояние, $r_2 = r$; $U_2 = U$. Подставляя эти пределы в уравнение (5.3), находим закон распределения скорости по сечению потока

$$U = -\frac{\rho g i}{2\mu} \int_{r_0}^{r} r dr = \frac{\rho g i}{4\mu} (r_0^2 - r^2). \tag{5.4}$$

Из полученного равенства следует, что при равномерном ламинарном движении жидкости в круглой трубе в каждом продольном сечении потока скорости распределены по параболическому закону, причем, ось параболы совпадает с осью трубы, а пространственная форма эпюры скоростей представляет собой параболоид вращения (рис. 42, *б*). Максимальная скорость потока в центре трубы ($r = 0$)

$$u_{max} = \frac{\rho g i}{4\mu} r_0^2. \tag{5.5}$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ И СРЕДНЕЙ СКОРОСТИ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ КРУГЛОЙ ТРУБЕ. ФОРМУЛА ПУАЗЕЙЛЯ

Рассмотрим поток жидкости через поперечное сечение круглой трубы радиуса r_0 (рис. 43). Выделим в этом потоке элементарный слой жидкости с площадью сечения dF, заключенной между

концентрическими окружностями радиуса r и $r+dr$. Площадь поперечного сечения концентрического слоя жидкости с достаточной точностью определится произведением $2\pi r dr = dF$.

По закону неразрывности потока элементарный расход dQ жидкости через рассматриваемую площадку определится как

$$dQ = U dF, \tag{5.6}$$

или с учетом зависимости (5.4)

$$dQ = \frac{\rho g i}{4\mu}(r_0^2 - r^2)\,2\pi r dr = \frac{\pi\rho g i}{2\mu}(r_0^2 r - r^3)\,dr,$$

откуда полный расход через поперечное сечение трубы

$$Q = \frac{\pi\rho g i}{2\mu} r_0^2 \int_0^{r_0} r dr - \frac{\pi\rho g i}{2\mu} \int_0^{r_0} r^3 dr = \frac{\pi\rho g i}{8\mu} r_0^4 = \frac{\pi\rho g i}{128\mu} d^4. \tag{5.7}$$

Зависимость (5.7) в гидравлике иазывают формулой Пуазейля; из нее следует, что расход жидкости через живое сечение круглой трубы при ламиинарном режиме движения пропорционален диаметру трубы в четвертой степеии.

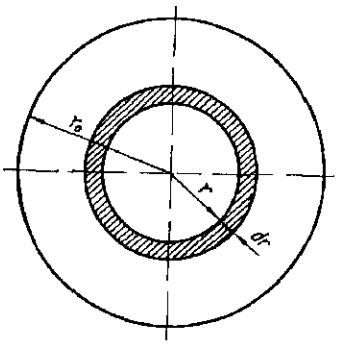


Рис. 43. Схема к выводу закона Пуазейля.

Вычислим среднюю скорость потока на основании известной зависимости

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{\pi\rho g i r_0^4}{8\mu\pi r_0^2} =$$

$$= \frac{\rho g i}{8\mu} r_0^2 = \frac{\rho g i}{32\mu} d^2. \tag{5.8}$$

Из сравнения выражений (5.5) и (5.8) находим, что

$$v = 0{,}5 U_{max}. \tag{5.9}$$

ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ (НАПОРА) ПО ДЛИНЕ КРУГЛОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ РАВНОМЕРНОМ ЛАМИНАРНОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ

Воспользовавшись формулой (5.8), иайдем падение напора на единицу длины трубопровода

$$i = \frac{32\mu}{\rho g d^2} v. \tag{5.10}$$

Следовательно, по всей длиие l трубопровода потеря энергии определится величиной

$$h_l = il = \frac{32\mu lv}{\rho g d^2}. \tag{5.11}$$

Из полученного выражения следует, что потери энергии (напора) h_l на трение по длине трубопровода в ламинарном потоке прямо пропорциональны средней скорости и зависят от линейных размеров трубопровода (l, d) и свойств жидкости (μ, ρ). Так как эти потери увеличиваются с увеличением вязкости, в практике стремятся уменьшать вязкость жидкости ее нагреванием. Как видно из равенства (5.11), потери напора при ламинарном движении не зависят от шероховатости труб.

Выразим указанные потери напора в функции критерия Re, для чего подставим в формулу (5.11) значение $\mu = \frac{vd\rho}{\mathrm{Re}}$;

$$h_l = \frac{32}{\mathrm{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{64}{\mathrm{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \qquad (5.12)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения по длине потока, для ламинарного режима движения жидкости

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \qquad (5.13)$$

Ряд исследователей указывают, что и для круглых труб формула (5.13) не всегда оправдывается. В частности, Френкелем [32] в результате исследования сопротивления стальных труб различного диаметра получены следующие значения для коэффициента сопротивления трения:

при диаметре трубы $d = 27$ мм . . . . . $\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$;

» » » $d = 41$ мм . . . . . $\lambda = \frac{70{,}8}{\mathrm{Re}}$;

» » » $d = 75$ мм . . . . . $\lambda = \frac{70}{\mathrm{Re}}$;

» » » $d = 106$ мм . . . . . $\lambda = \frac{70{,}3}{\mathrm{Re}}$.

Исследования, проведенные на специально созданной установке в лаборатории гидравлики Киевского технологического института пищевой промышленности [40, 41], показали, что при течении очень вязких жидкостей, т. е. при очень малых значениях критерия Re, зависимость $\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$ дает значения λ, существенно отличающиеся от результатов эксперимента. В работе [38] показано, что для очень вязких жидкостей (например, мелассы) справедливо экспериментально установленное соотношение (рис. 44).

$$\lambda = \frac{132}{\mathrm{Re}^{1,12}}; \quad 0{,}5 \leqslant \mathrm{Re} \leqslant 550. \qquad (5.14)$$

Результаты этих исследований приведены в табл. 9. Из данных таблицы следует, что с увеличением значения критерия Re значения λ, вычисленные по формуле (5.13), приближаются к значениям λ, определенным из соотношения (5.14), причем при Re≥150 указанные зависимости дают практически одинаковые значения.

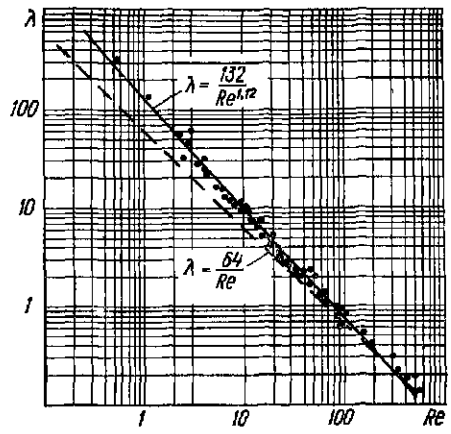


Рис. 44. Зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса.

Таблица 9.

Зависимость коэффициента сопротивления трения λ от величины Re для вязких жидкостей типа мелассы

Re	$\lambda=\frac{132}{Re^{1,12}}$	$\lambda=\frac{64}{Re}$	Re	$\lambda=\frac{132}{Re^{1,12}}$	$\lambda=\frac{64}{Re}$
0,5	286	128	50	1,66	1,28
1	132	64	60	1,35	1,07
2	60,8	32	75	1,07	0,854
3	38,3	21,3	100	0,76	0,64
4	28,1	16	150	0,48	0,427
5	21,75	12,8	200	0,347	0,32
10	10	6,4	250	0,275	0,256
20	4,61	3,2	300	0,219	0,213
30	2,95	2,13	400	0,162	0,16
40	2,14	1,6	500	0,126	0,128

НАПРЯЖЕНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ В ПОТОКЕ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ЛАМИНАРНОМ ДВИЖЕНИИ В КРУГЛОЙ ТРУБЕ

Напряжение сил трения жидкости о стенки горизонтального круглого трубопровода определяется выражением $\tau_0 = \frac{1}{2}\rho g i r_0$.

Из равенства (5.2) следует, что $\frac{dU}{dr} = -\frac{\rho g i r}{2\mu}$.

Сопоставив эти соотношения с учетом равенства $\tau = -\mu \frac{dU}{dr}$, приходим к заключению, что напряжение сил внутреннего трения в жидкости в любой точке на расстоянии r от центра трубы определится выражением

$$\tau = \frac{1}{2} \rho g i r. \tag{5.15}$$

Следовательно,

$$\frac{\tau}{\tau_0} = \frac{r}{r_0}, \tag{5.16}$$

откуда

$$\tau = \tau_0 \frac{r}{r_0}. \tag{5.17}$$

Таким образом, напряжение сил трения в центре трубы ($r=0$) равно нулю, а максимальное напряжение будет на стенке ($r=r_0$), когда $\tau=\tau_0$ (рис. 45). Изменение напряжения от стенки к центру трубы происходит по линейному закону.

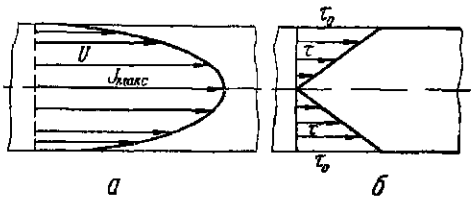


Рис. 45 Распределение скоростей (*а*) и напряжений (*б*) при равномерном ламинарном движении жидкости в круглой трубе

Глава шестая

ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Если жидкость движется вдоль потока в условиях внутренней неупорядоченности, хаотичности, то такое движение называется турбулентным.

Установлено, что при турбулентном движении истинная скорость частиц жидкости изменяется не только по значению, но и по направлению. При этом изменение во времени мгновенной скорости частиц в турбулентном потоке можно представить в виде пульсирующей величины.

Хаотический пульсирующий характер движения отдельных частиц значительно усложняет изучение турбулентности. В связи с этим исследования турбулентности в большинстве случаев носят полуэмпирический характер и сводится к изучению осредненных характеристик.

Осреднение мгновенных скоростей значительно упрощает рассмотрение турбулентного течения и делает его изучение более предметным, физически более ясным. Осреднение скоростей

может быть произведено следующим образом. Зафиксируем в турбулентном потоке жидкости произвольную точку A с координатами x, y, z.

Рассмотрим в этой точке изменение скорости во времени $U_A(t)$ (рис. 46). Значение скорости в некоторый момент времени (например, $t=t_0$) принято называть мгновенной скоростью. Вычислим площадь под кривой $U_A(t)$, для чего найдем интеграл за некоторый промежуток времени от $t_1=0$ до $t_2=T_0$, воспользовавшись теоремой о среднем:

$$\int_0^{T_0} \overline{U}_A(t)\,dt = \overline{U}_A\,T_0, \tag{6.1}$$

где $\overline{U}_A T_0$ — площадь прямоугольника $OBCД$, равновеликая площади под кривой $U_A(t)$, заключенной между ординатами $t_1=0$ и $t_2=T_0$. Из выражения (6.1) найдем осредненную скорость

$$\overline{U}_A = \frac{1}{T_0}\int_0^{T_0} U_A(t)\,dt, \tag{6.2}$$

которая представляет собой высоту прямоугольника $OBCD$. Если промежуток времени $(0, T_0)$ выбрать достаточно большим, то величина $\overline{U}_A$ при дальнейшем увеличении T_0 не будет изменяться, т. е. не будет зависеть от T_0, если, конечно, режим движения частиц жидкости будет устойчивым во времени. Аналогично может быть найдена осредненная скорость в любой другой точке турбулентного потока, например, точке B с координатами x_1, y_1, z_1. Очевидно, что осредненная скорость в точке A не обязательно должна быть равна осредненной скорости в точке B. Таким образом, в общем случае осредненная скорость является функцией координат x, y, z и не зависит от времени t, т. е. $\overline{U}=f(x, y, z)$. Зависимость осредненной скорости от пространственных координат в гидродинамике принято называть полем осредненных скоростей. Из приведенного анализа также следует, что мгновенную скорость U частиц жидкости можно рассматривать как сумму осредненной скорости $\overline{U}$ и некоторой добавки U', значение которой непрерывно меняется во времени. Эту величину U' будем называть пульсационной скоростью. Таким образом, полная скорость в некоторой точке потока

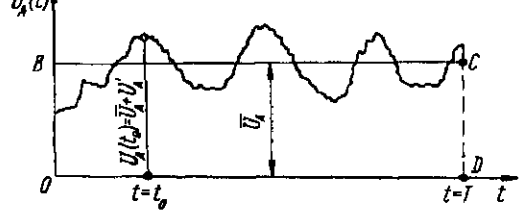


Рис. 46. К определению мгновенной, осредненной и пульсационной скоростей.

$$U = \overline{U} + U', \tag{6.3}$$

откуда

$$U' = U - \overline{U}.$$

На основаиии изложениого при рассмотрении закономерностей турбулентного течения поле истинных мгновениых скоростей может быть заменено полями осредненных и пульсациоиных скоростей.

Если учесть все сказанное об осредненных и пульсационных скоростях, то очевидно, что к турбулентному движению можно применить понятия об установившемся и неустановившемся движении.

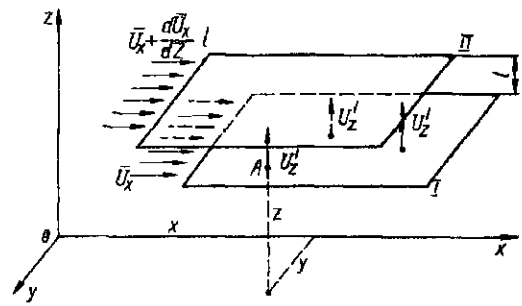
ОБ ИСТОЧНИКЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ

Как предполагалось еще Буссинеском и затем подтверждено Рейнольдсом, причина зарождения касательных сил, действующих в турбулентном потоке, заключается в непрерывном обмеие частицами между соседними слоями, в обмене масс жидкости, который сопровождается соответственным увеличеиием или уменьшением их количеств движения. Рассмотрим физическую сущность этого явления, для чего представим себе частицу жидкости в потоке, иаходящуюся в даиное мгновеиие в точке A с координатами x, y, z (рис. 47).

Частнца A находится в турбулентном потоке и перемещается вместе с ним вдоль оси Ox.

Мгновенная скорость U в рассматриваемый момент может быть представлена как геометрическая сумма ее проекций U_x, U_y, U_z на оси координиат. Причем, каждую из этих проекций можно представить суммой осреднеаной и пульсационной скоростей:

$$\begin{cases} U_x = \overline{U}_x + U'_x; \\ U_y = \overline{U}_y + U'_y; \\ U_z = \overline{U}_z + U'_z. \end{cases} \qquad (6.4)$$



Ряс. 47. Диiамика турбулентного движения.

Пользуясь этимн представлениями, рассмотрим динамику турбулентного движения жидкости. Пусть жидкость движется слева направо вдоль оси Ox между плоскостями I и II, параллельными плоскости xOy и отстоящими друг от друга по вертикали на расстоянии l (площадь рассматриваемых поверхиостей I и II обозначим через S).

Осредненная скорость в I плоскости вдоль потока равна $\overline{U}_x$. Следовательиио, во II плоскости вдоль потока скорость частиц может быть принята $\overline{U}_x + \frac{d\overline{U}_x}{dz} l$, где $\frac{d\overline{U}_x}{dz}$ — градиеит скорости

вдоль оси Oz. Очевидно полное изменение скорости между I и II плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии l вдоль оси Oz, составит $\frac{d\bar{U}_x}{dz}\, l$. Расстояние l между плоскостями взято таким, что каждая частица жидкости, переходящая из одной плоскости в другую, вполие приобретает скорость частиц, соответствующую своему новому положению. Величину l принято называть глубиной перемешивания.

В турбулентном потоке вследствие хаотического движения иекоторые из частиц в результате поперечных перемещений со скоростью пульсации U_z' будут попадать из плоскости I в плоскость II и, наоборот. Поэтому между слоями жидкости, в общем случае, будет происходить некоторый обмен количеством движения. Прнмем, что в единицу времеии из плоскости I в плоскость II переходит количество жидкости, масса которой выражается величиной $\rho S U_z'$. В таком случае приращение количества движения, равное импульсу касательной силы T в единицу времени, может быть определеио уравнением

$$\rho S U_z' \left(\bar{U}_x + \frac{d\bar{U}_x}{dz} \cdot l \right) - \rho S U_z' \bar{U}_x = T,$$

откуда следует, что

$$T = \rho S U_z' \frac{d\bar{U}_x}{dz}\, l. \tag{6.5}$$

Следовательно, напряжение касательных сил, обусловленных турбулеитным обмеиом масс, обменом количества движения, импульсным обменом, может быть выражено зависимостью

$$\tau_т = \frac{T}{S} = \rho U_z' \frac{d\bar{U}_x}{dz}\, l. \tag{6.6}$$

Как было уже указано, полное изменение скорости между рассматриваемыми слоями I и II определяется величиной $\frac{d\bar{U}_x}{dz}\, l$. Если принять, что полное изменение скорости между смежными слоями частиц с иеизменной массой при турбулентном обмене представляет собой не что иное как скорость пульсации U_z', то

$$U_z' = \frac{d\bar{U}_x}{dz}\, l,$$

и следовательно,

$$\tau_т = \rho l^2 \left(\frac{d\bar{U}_x}{dz} \right)^2. \tag{6.7}$$

Таким образом, напряжение $\tau_т$ в развитом турбулентном движении пропорционально квадрату градиента скорости. Это согласуется с даиными инженериой практики.

Используя аналогию с напряжением вязкого трения τ_μ в ламинарном потоке, уравнение (6.7) можно представить в виде

$$\tau_т = \eta \frac{d\bar{U}_x}{dz}, \qquad (6.8)$$

где $\eta = \rho l^2 \frac{d\bar{U}_x}{dz}$ — коэффициент турбулентной или виртуальной вязкости.

Соображения, изложенные выше, дают основание утверждать, что потеря энергии при турбулентном движении жидкости, а следовательно, и касательные напряжения в турбулентном потоке, являются функцией ие только сил внутреннего трения, обусловлениых вязкостью жидкости $\tau_\mu = \mu \frac{dU}{dz}$, но и функцией касательиых сил, обусловленных турбулентным перемешиванием $\tau_т = \rho l^2 \left(\frac{d\bar{U}_x}{dz}\right)^2$. В общем случае напряжение в турбулентном потоке определяется суммой

$$\tau = \tau_\mu + \tau_т = \mu \frac{dU}{dz} + \rho l^2 \left(\frac{d\bar{U}}{dz}\right)^2. \qquad (6.9)$$

СТРУКТУРА ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТЕЙ

Рассмотрим турбулентный поток в круглой трубе. Как показали экспериментальиые исследования, структура турбулентного потока в поперечном сечении трубы неоднородна. Скорость частиц, непосредственно соприкасающихся со стеикой, равна иулю вследствие их прилипания к неподвижной стенке. Частицы, движущиеся вдоль потока и находящиеся в непосредственной близости от стенки, испытывают ее иаправляющее действие, так как поперечное движеиие частиц оказывается невозможиым.

Установлено, что иарастание скорости движеиия от нуля у стеики происходит очеиь быстро. Чем ближе к центру трубы, градиент скорости $\frac{dU}{dr}$ резко умеиьшается и при высокой степени турбулентности становится очень малым.

Малые градиенты скорости в центральной части потока обусловлены высоким турбулентным обмеиом и ведут к выравниванию распределения скоростей (рис. 48) по сравиеиию с ламинарным движением.

Как было показано ранее, распределение скоростей при ламииарном движении имеет большую иеравиомериость: отиошение средней скорости к максимальной составляет $\frac{v}{U_{max}} = 0{,}5$.

В турбулентном потоке отношение соответствующих скоростей больше. Так, например, установлено, что при $Re=2700$ $\frac{v}{U_{max}}=$ $=0{,}75$; при $Re=10^6$ $\frac{v}{U_{max}}=0{,}86$; при $Re=10^8$ $\frac{v}{U_{max}}=0{,}9$.

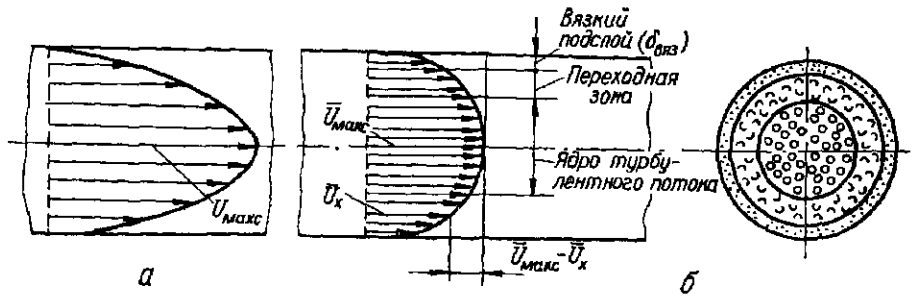


Рис. 48. Структура ламинарного (*а*) и турбулентиого (*б*) потока в круглой трубе.

Таким образом, с увеличеннем степени турбулентности отношение $\frac{v}{U_{max}}$ стремится к единице. При $Re\to\infty$ распределение скоростей соответствует случаю движения идеальной — невязкой жндкости, т. е. в пределах поперечного сечения скорость движения жидкости одииакова. Причем, в непосредственной близости от стенки трубы образуется тончайший слой жидкости $\delta_{вязк}$, в котором сказываются сопротивления только сил внутреннего трения и напряжение в этом слое определяется величиной $\tau_\mu=\mu\frac{dU}{dr}$. В этом слое градиент скорости наибольший.

В центре трубы ядро турбулентного потока движется почти с одинаковой скоростью, и потому градиент скорости $\frac{dU}{dr}=0$, т. е. силы вязкости практическн не проявляются.

В ядре турбулентного потока определяющими являются сопротивления, обусловленные виртуальной вязкостью η, турбулеитным обменом масс, а напряжение соответствует величине

$$\tau_т=\rho l^2\left(\frac{dU}{dr}\right)^2=\eta\frac{dU}{dr}.$$

Между вязкнм подслоем турбулентного потока толщиной $\delta_{вязк}$ и ядром турбулентного потока имеется переходная зона (рис. 48), в которой сказываются в той или иной мере как вязкие сопротивления, так и сопротивления, обусловленные турбулентным обменом масс. Таким образом, при турбулентном течении реальных жидкостей в трубе влияние вязкости проявля-

ется в очень тонком слое, находящемся в непосредственной близости от твердых стенок. В этом слое скорость течения возрастает от нуля (на стенке) до своего полного значения в ядре потока, в котором жидкость можно рассматривать текущей без трения. Этот тонкий слой жидкости принято называть пограничным. Его толщина равна сумме толщин вязкого подслоя и переходной зоны.

Турбулентный режим в ядре потока характеризуется преобладанием сил инерции над силами сцепления (трения). Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит тогда, когда инерционные усилия J в жидкости начинают преобладать над силами сцепления T, обусловленными вязкостью μ. Силы инерции можно представить в виде

$$J = m\frac{dv}{dt} = \rho l^3 \frac{v^2}{l},$$

а силы, обусловленные вязкостью, как

$$T = \mu F \frac{dv}{dn} = \mu l^2 \frac{v}{l}.$$

Отношение этих сил

$$\frac{J}{T} = \frac{\rho l v}{\mu} = \frac{lv}{\nu} = \mathrm{Re}.$$

Следовательно, критерий Рейнольдса равен отношению сил инерции к силам сцепления, обусловленным вязкостью.

ВЯЗКИЙ ПОДСЛОЙ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ

Условия течения жидкости в турбулентном потоке вблизи стенок, ограничивающих поток, значительно отличаются от условий течения в центре потока — его ядре. В непосредственной близости от твердой стенки пульсация скорости ограничена и длина турбулентного перемешивания $l=0$. Скорость частиц жидкости на самой стенке $U=0$, но затем быстро растет и на очень небольшом расстоянии от стенки $\delta_{\text{вязк}}$, благодаря быстрому нарастанию, достигает величины вполне соизмеримой со скоростью в ядре потока.

Тонкий слой жидкости у самой стенки толщиной $\delta_{\text{вязк}}$, где происходит наибольшее нарастание скорости, т. е. где градиент скорости $\frac{dU}{dr}$ достаточно велик и касательное напряжение прямо пропорционально вязкости, называется вязким подслоем.

Если рассматривать турбулентный поток в круглой трубе, то такой быстрый рост скорости U на незначительном интервале

$\delta_{\text{вязк}}$ в перпендикулярном к потоку направлении дает основание для допущения, что изменение скорости происходит по закону

$$\frac{dU}{dr} \approx \frac{U_{\text{пс}}}{\delta_{\text{вязк}}}, \tag{6.10}$$

где $U_{\text{пс}}$ — скорость на внутренней поверхности вязкого подслоя, т. е. на расстоянии $\delta_{\text{вязк}}$ от стенки.

Поэтому касательное напряжение τ_0 у стенки

$$\tau_0 = \mu \frac{dU}{dr} = \mu \frac{U_{\text{пс}}}{\delta_{\text{вязк}}}. \tag{6.11}$$

Поделив обе части полученного равенства на ρ, получим

$$\frac{\tau_0}{\rho} = \frac{\mu}{\rho} \frac{U_{\text{пс}}}{\delta_{\text{вязк}}}. \tag{6.12}$$

Введем обозначение $U_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$ и преобразуем предыдущее равенство к виду

$$U_*^2 = \nu \frac{U_{\text{пс}}}{\delta_{\text{вязк}}},$$

откуда

$$\frac{U_{\text{пс}}}{U_*} = \frac{U_* \delta_{\text{вязк}}}{\nu}. \tag{6.13}$$

Величину U_*, имеющую размерность скорости, принято называть динамической скоростью.

Правая часть полученного равенства сходна с критерием Re и характеризует режим движения жидкости вблизи стенки. Установлено, что эта величина постоянна для различных жидкостей:

$$\mathrm{N} = \frac{U_* \delta_{\text{вязк}}}{\nu} = \text{const}. \tag{6.14}$$

Исследователями приводятся некоторые отличающиеся друг от друга численные значения величины N. Так, по данным Никурадзе N = 11,6, а по данным Гуржиенко N = 10,5. Из равенства (6.14) найдем толщину вязкого подслоя

$$\delta_{\text{вязк}} = \mathrm{N} \frac{\nu}{U_*} \tag{6.15}$$

и подставим в полученное выражение значение

$$U_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}, \tag{6.16}$$

здесь $\tau_0 = \frac{1}{2} \rho g i r_0$ в соответствии с уравнением (4.29). С другой стороны

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

откуда

$$i = \frac{\lambda}{d}\,\frac{v^2}{2g},$$

и следовательно,

$$\tau_0 = \frac{1}{2}\rho g i r_0 = \frac{1}{2}\rho g \frac{\lambda}{d}\,\frac{v^2}{2g}\cdot\frac{d}{2} = \frac{1}{8}\rho\lambda v^2.$$

Подставим полученное значение в равенство (6.16) и получим

$$U_* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} = \sqrt{\frac{1}{8}\lambda v^2} = v\sqrt{\frac{\lambda}{8}}.$$

Наконец, подставив это значение U_* в уравнение (6.15), найдем, что

$$\delta_{\text{вязк}} = N\frac{\nu}{v\sqrt{\lambda}}\cdot 2\sqrt{2}.$$

Умножив и разделив это выражение на d и подставив численное значение N, получим

$$\delta_{\text{вязк}} = 11{,}6\cdot 2\sqrt{2}\,\frac{d}{\sqrt{\lambda}}\,\frac{\nu}{vd} \approx 32{,}8\,\frac{d}{\text{Re}\sqrt{\lambda}}. \qquad (6.17)$$

Чем больше Re, т. е. чем выше степень турбулентности потока, тем меньше толщина вязкого подслоя. При $\text{Re}\to\infty$ $\delta_{\text{вязк}}\to 0$ и вязкий подслой исчезает, труба как бы заполняется по всему сечению турбулентным ядром, движущимся с одинаковой скоростью, т. е. с градиентом скорости $\frac{dU}{dr}=0$. В этом случае поток в трубе приобретает признаки течения идеальной жидкости.

ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ (НАПОРА) ПО ДЛИНЕ ПОТОКА. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ ТРУБ

Известно, что при ламинарном режиме движения жидкости потери энергии (напора) вдоль потока объясняются сопротивлением сил внутреннего трения и, следовательно, зависят от вязкости жидкости.

Аналитическн влияние сил внутреннего трения учитывается при этом зависимостью (5.13) с помощью критерия Re. Иными словами, коэффициент сопротивления трения по длине λ при ламинарном движении является функцией только критерия Рейнольдса, а от материала и состояния поверхности стенок, окружающих поток, не зависит.

Иное положение наблюдается при турбулентном движении. Здесь нет однообразия с точки зрения действующих сил в различных точках сечения потока. Так, в пристенном слое

турбулентного потока, благодаря направляющему действию стенок, сказывается, главным образом, вязкость жидкости и, следовательно, источником потерь напора в этом тончайшем слое являются силы внутреннего трения.

В переходной зоне — между пристенным слоем и ядром турбулентного потока проявляют себя силы вязкости и силы инерции, обусловленные пульсационными изменениями скорости. Наконец, в центральной части потока — в турбулентном ядре, где скорость частиц вдоль потока практически одинакова, жидкость ведет себя как невязкая и потери энергии (напора) вдоль потока по его длине определяются только инерционными усилиями.

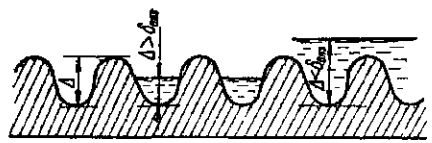


Рис. 49. Гидравлическая шероховатость труб.

В качестве источника потерь энергии при турбулентном движении инерционные силы проявляют себя через касательные силы, обусловленные турбулентным перемешиванием частиц. Это перемешивание, в свою очередь, зависит от турбулентной или виртуальной вязкости (6.8).

В соответствии с изложенным, потери энергии вдоль потока при турбулентном режиме движения не будут зависеть от материала и состояния поверхности трубопровода до тех пор, пока существует пристенный вязкий подслой, покрывающий неровности внутренней поверхности. Высоту неровностей — выступов на внутренней поверхности трубопровода принято называть абсолютной шероховатостью и обозначать Δ (рис. 49).

Отношение абсолютной шероховатости к радиусу трубопровода $\frac{\Delta}{r}$ называется относительной шероховатостью, а обратная величина $\frac{r}{\Delta}$ — относительной гладкостью.

Во многих случаях удобно пользоваться понятием эквивалентной шероховатости, при которой потери удельной энергии равны истинным потерям в трубопроводе с натуральной шероховатостью для одинаковых условий течения.

Такое определение шероховатости позволяет упростить выполнение расчетов по данным испытаний.

В тех случаях, когда $\delta_{вязк} > \Delta$, т. е. когда все неровности покрыты пристенным слоем жидкости, труба может считаться гидравлически гладкой; когда $\delta_{вязк} < \Delta$ — труба считается гидравлически шероховатой, так как вершины выступов частично оголяются и оказывают сопротивление потоку. Чем выше степень турбулентности потока, т. е. чем больше Re, тем тоньше пристенный слой ($\delta_{вязк}$). Очевидно тем больше оснований предполагать, что труба окажется шероховатой.

Таким образом, одна и та же труба с одной и той же абсолют-

ной шероховатостью Δ может оказаться гидравлически гладкой при небольшой степени турбулентиости и шероховатой при высокой степени турбулентности. Величину абсолютной шероховатости Δ принимают в расчетах по справочным данным, которые приводятся в специальной литературе [11, 15]. Приводим значения абсолютной шероховатости для различных труб.

ХАРАКТЕР ПОВЕРХНОСТИ ТРУБ	Δ, мм
Чистые из стекла	0,0015—0,01
» цельнотянутые из латуни, меди и свинца	0,0015—0,01
Новые бесшовные стальные	0,04—0,17
Цельнотянутые стальные после нескольких лет эксплуатации	0,19
Асфальтированные стальные	0,12—0,21
Новые чугунные	0,31—0,45
Из листовой стали и хорошо заглаженные цементные	0,33
Асбестоцементные	0,05—0,6
Водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,2—1,5
Чугунные сильно заржавленные	До 3,0
Бетонные (средние условия)	2,5

Как показывают опыты, коэффициент сопротивления трения λ по длине потока, учитывающий гидравлические условия течения при турбулентном режиме, зависит не только от вязкости жидкости, но и от шероховатости стенок $\frac{\Delta}{r}$, т. е. $\lambda = f\left(\mathrm{Re}, \frac{\Delta}{r}\right)$.

Поэтому достоверность расчета потерь энергии при турбулентном движении во многом зависит от правильного определения коэффициента сопротивления трения по длине λ. Исследованию сопротивления труб посвящено много работ в нашей стране и за рубежом. Однако, до сих пор, из-за сложности турбулентного течения нет общего теоретического метода определения λ для труб с различной шероховатостью при разной степени турбулентности потока. Поэтому существует много эмпирических формул для определения λ. Каждая из этих формул действительна только для тех условий, при которых она была получена. Это, практически, очень усложняет выбор оптимального значения λ для каждого конкретного случая.

Прежде чем перейти к конкретному определению зависимостей для расчета коэффициента сопротивления трения λ, приведем некоторые данные из работы И. Никурадзе [32].

Он исследовал сопротивления трубопроводов с равномерной зернистой искусственной шероховатостью, полученной в результате наклеивания песчинок на внутреннюю поверхность труб, а также обработал большое количество данных о сопротивлении различных трубопроводов при различных режимах движения и графически представил соответствующие зависимости (рис. 50).

Из данных, полученных Никурадзе, следует, что зависимость коэффициента сопротивления трения по длине λ от Re может быть разделена на три зоны.

Первая зона, где значения λ расположены вдоль участка прямой *1—2*, относится к ламинарному движению. Здесь λ является функцией только Re и определяется зависимостью $\lambda = \frac{64}{Re}$.

Во второй зоне закономерности, которым подчиняется λ, не однообразны. Так, при $Re > 2320$, примерно до $Re \approx 4000$, движе-

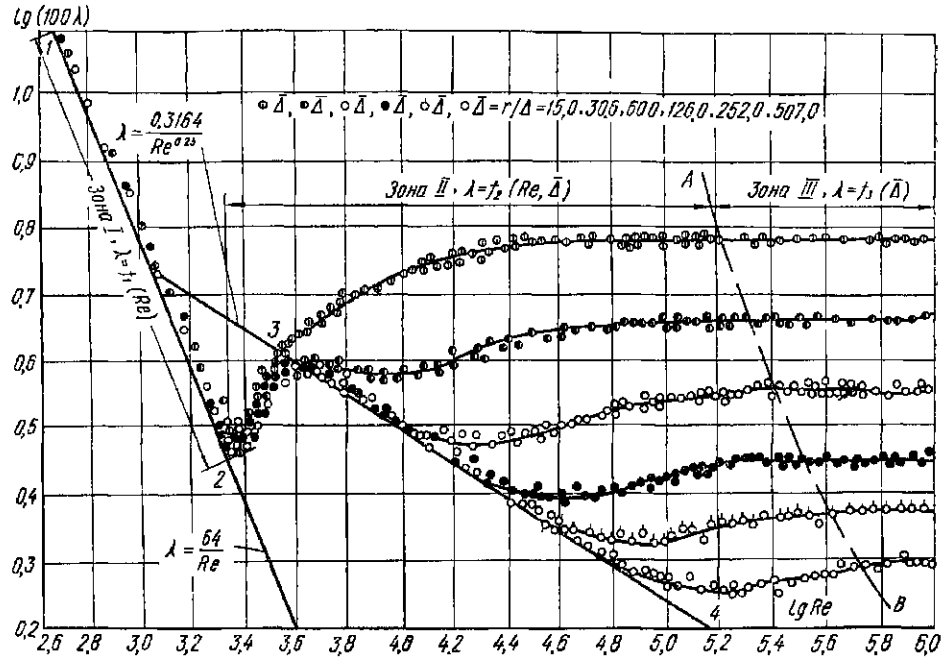


Рис. 50. Кривые зависимости коэффициентов сопротивлении трения от режима движения и шероховатости труб.

ние жидкости характеризуется сложным законом гидравлического сопротивления. Потери напора почти не зависят от шероховатости труб и экспериментальные данные о величине λ для различных труб укладываются вдоль кривой *2—3*. Для этой области течения величина коэффициента сопротивления трения может определяться завнсимостью, полученной Н. З. Френкелем:

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}}. \qquad (6.18)$$

При турбулентном режиме движения, когда $Re > 4000$, различают гидравлически гладкие трубы, т. е. такие, у которых шероховатость Δ меньше толщины вязкого подслоя $\delta_{вязк}$. Потери напора в таких трубах, а следовательно, и λ не зависят от шероховатости, а являются только функцией величины Re. Экспериментальные точки, характеризующие λ при течении жидкости в этих

условиях располагаются вдоль прямой линии *3—4*. Величина λ в этом случае с достаточной точностью определяется формулой Блазиуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}. \qquad (6.19)$$

Формула Блазиуса применяется для гладких труб при турбулентном движении в пределах $4\,000 < \mathrm{Re} < 100\,000$.

Если $100\,000 < \mathrm{Re} < 3\,000\,000$ может быть применена формула

$$\lambda = 0{,}032 + \frac{0{,}221}{\mathrm{Re}^{0{,}237}}. \qquad (6.20)$$

П. Н. Конаковым предложена формула для определения λ гидравлически гладких труб без ограничения величины Re

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}8 \lg \mathrm{Re} - 1{,}5)^2}. \qquad (6.21)$$

Для гидравлически гладких труб при $\mathrm{Re} > 5\,000$ Г. К. Филоненко предложил формулу

$$\lambda = \frac{0{,}55}{\lg \frac{\mathrm{Re}}{8}}. \qquad (6.22)$$

Последние две зависимости при расчетах дают очень близкие значения λ.

Правее линии *3—4* до условной линии *AB* на графике Никурадзе расположены данные о величине λ в доквадратичной области сопротивления. В этой области турбулентного движения для не вполне шероховатых труб потери напора определяются числом Рейнольдса и шероховатостью. Чем больше шероховатость труб, т. е. чем меньше $\frac{r}{\Delta}$, тем больше λ и, следовательно, больше потери напора.

Поэтому при одном и том же значении Re для труб различной шероховатости величина λ ие будет одинаковой. Это отражено на графике семейством кривых, относящихся к трубам различной гладкости $\frac{r}{\Delta}$ в пределах от 15 до 507. Для этой области течения можно использовать ряд зависимостей, в том числе формулу Кольбрука

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_{эк}}{3{,}7d} + \frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} \right), \qquad (6.23)$$

которая пригодна для расчета как гидравлически гладких труб, так и труб с естественной шероховатостью.

Для этой области течения можно применить также формулу, предлагаемую Н. З. Френкелем для турбулентного движения в промышленных шероховатых и гладких трубах:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\Delta}{3{,}7d} + \left(\frac{6{,}81}{\mathrm{Re}} \right)^{0{,}9} \right]. \qquad (6.24)$$

В случае гладких труб или при малом влиянии шероховатости член $\frac{\Delta}{3{,}7d}$ значительно меньше величины $\left(\frac{6{,}81}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}9}$ и тогда формула (6.24) приобретает вид

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1{,}8 \lg \frac{\mathrm{Re}}{6{,}81}.$$

При высокой степени турбулентности, когда значение Re велико, можно пренебречь вторым членом формулы (6.24), т. е.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{3{,}7d}{\Delta}.$$

Для расчета технических трубопроводов, в условиях наиболее вероятных в практике, А. Д. Альтшулем [3] предложена приближенная зависимость

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{\Delta_{эк}}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}, \qquad (6.25)$$

где $\Delta_{эк}$ — некоторая однородная шероховатость, эквивалентная искусственной шероховатости, создаваемой наклеиванием песчинок на внутреннюю поверхность трубопровода.

Для гладких труб величина $\frac{\Delta_{эк}}{d}$ оказывается пренебрежимо малой и формула (6.25) приобретает вид

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} = \frac{0{,}316}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}.$$

При высокой степени турбулентности ($\mathrm{Re} \to \infty$)

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{\Delta_{эк}}{d}\right)^{0{,}25}. \qquad (6.26)$$

Ф. А. Шевелев по данным исследований [37] предлагает определять λ в переходной области для определенных видов труб и различных жидкостей по формуле

$$\lambda = \left(\frac{A^{\frac{1}{m}}}{d} + \frac{B^{\frac{1}{m}}}{\mathrm{Re}}\right)^{m}, \qquad (6.27)$$

где величины A, B и m определяются из опыта. Пользуясь этой зависимостью, ее автором получена, например, формула для расчета λ в переходной области для новых стальных труб (без стыков):

$$\lambda = \left(\frac{0{,}0117^{\frac{1}{0{,}226}}}{d} + \frac{0{,}23^{\frac{1}{0{,}226}}}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}226}. \qquad (6.28)$$

Рассмотрим третью зону, где сопротивление пропорционально квадрату скорости, т. е. зону квадратичного сопротивления (рис. 50 правее линии AB). Здесь потери напора и коэффициент сопро-

тивления трения по длине λ зависят от гладкости $\left(\frac{r}{\Delta}\right)$, а от Re не зависят. Поэтому графики, определяющие величину λ для квадратичного сопротивления, представляют собой прямые, параллельные оси абсцисс. Условная кривая AB проведена на графике Никурадзе так, что она пересекает все линии $\lambda=f\left(\mathrm{Re},\frac{r}{\Delta}\right)$ для труб различной шероховатости в точках, где эти линии становятся параллельными оси абсцисс, т. е. в точках, где λ перестает зависеть от Re.

Для области квадратичного сопротивления применяются различные зависимости для определения λ. Так, например, для шероховатых труб при высокой степени турбулентности рекомендуется зависимость

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1{,}74 + 2\lg\frac{r}{\Delta}. \tag{6.29}$$

Широкое распространение для этой области турбулентного течения имеет также формула Б. Л. Шифринсона

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0{,}25}. \tag{6.30}$$

А. Д. Альтшуль предлагает представить формулу для коэффициента сопротивления технических трубопроводов в квадратичной области в виде

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1{,}8\lg\frac{d}{k_1}, \tag{6.31}$$

где k_1 — приведенная линейная шероховатость, зависящая от средней высоты выступов и прочих характеристик шероховатости. Она определяется из обработки экспериментальных данных

Ф. А. Шевелев на основе обширных экспериментальных данных предлагает для области квадратичного сопротивления формулу типа

$$\lambda = \frac{A}{d^m}, \tag{6.32}$$

где A и m определяются по опытным данным.

Эта формула приобретает конкретный вид по даиным автора:

а) для новых стальных труб (без стыков).

$$\lambda = \frac{0{,}0121}{d^{0{,}226}}; \tag{6.33}$$

б) для новых чугунных труб

$$\lambda = \frac{0{,}0143}{d^{0{,}284}}; \tag{6.34}$$

в) для труб с песчаной шероховатостью ($\Delta = 0{,}5$ мм)

$$\lambda = \frac{0{,}0173}{d^{0{,}292}}; \tag{6.35}$$

г) для труб с песчаной шероховатостью ($\Delta = 1$ мм)

$$\lambda = \frac{0{,}0210}{d^{0{,}294}}. \tag{6.36}$$

Глава седьмая

МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

В производственной практике перемещение жидкости в потоках связано с преодолением сопротивлений по длине потоков, а также и различных местных сопротивлений: поворотов, диафрагм, задвижек, вентилей, кранов, различных ответвлений и т. п.

На преодоление местных сопротивлений затрачивается определенная часть энергии потока, которую часто называют потерей напора на местные сопротивления. Обычно эти потери выражают в долях скоростного напора, соответствующего средней скорости жидкостн в трубопроводе до или после местного сопротивления.

Аналитически потери напора на преодоление местного сопротивления выражают в виде

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g}, \tag{7.1}$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления (обычно определяется опытным путем).

Данные о значении коэффицнентов различных местных сопротивлений приводятся в соответствующих справочниках, учебниках и различных пособиях по гидравлике в виде отдельных значений ζ, таблнц, эмпирических формул, днаграмм и т. п.

ПОТЕРИ НАПОРА ПРИ ВНЕЗАПНОМ РАСШИРЕНИИ СТРУИ. ТЕОРЕМА БОРДА

Исследования потерь энергии (напора), обусловленных различными местными сопротивлениями, ведутся уже более ста лет. В результате экспериментальных исследований, проведенных в СССР и за рубежом в различное время, получено огромное количество данных, относящихся к разнообразнейшим местным сопротивлениям для конкретных практических задач. Что же касается теоретических исследований, то им пока поддаются только некоторые местные сопротивлення.

Нанболее полно теоретически исследованы характеристики сопротивлений при внезапном расширении струи. Пользуясь ме-

тодикой академика Н. Н. Павловского [23] рассмотрим сначала определение потерь напора при внезапном расширении струи для установившегося движения реальной жидкости.

Предположим, что жидкость движется из трубы *I* меньшего диаметра в трубу *II* большего диаметра (рис. 51). Если средняя скорость в трубе *I* была v_1, то пройдя через сечение *mn* в трубу *II*, жидкость будет стремиться сохранить ту же скорость. Но в трубе *II*, сечение которой F_2 значительно больше сечения F_1, скорость v_2 жидкости будет значительно меньше v_1.

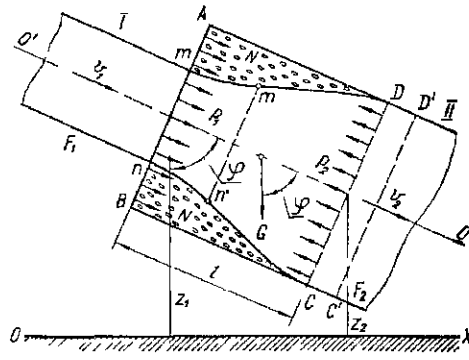


Рис. 51. Схема потока при внезапном расширении трубы.

Вследствие этого на некотором участке длиной *l* будет происходить выравнивание скоростей, т. е. изменение скорости от v_1 до v_2. Струя движущейся жидкости, изменяя свое сечение (расширяясь) от F_1 до F_2, будет испытывать сопротивление со стороны жидкости, окружающей ее в кольцевом объеме *ABCDmn*. Этот кольцевой объем, представляющий собой водоворотную область, в дальнейшем, для удобства, будем обозначать *N—N*.

Объем *N—N* не принимает участия в общем поступательном движении жидкости, вследствие чего на поверхности *mD* и *nC* поступательно движущейся струи возникает трение частиц, стремящихся сообщить некоторое движение ближайшим частицам неподвижного объема *N—N*. При этом в последнем возникают вращательные течения, постепенно затухающие по мере приближения к стенкам, окружающим поток. Можно полагать, что водоворотные течения в объеме *N—N* и тормозящее действие этого объема на поступательное движение струи и являются источником потерь напора в местном сопротивлении при внезапном расширении струи.

Обозначим давления в центрах тяжести сечений *mn* и *CD* соответственно через p_1 и p_2, причем последнее сечение выбирается так, что в нем поток сплошь заполняет трубу *II*. Отсчет координат будем производить относительно горизонтальной плоскости *xoy* — плоскости сравнения, обозначенной на рисунке *ox*.

Из описания схемы потока следует, что на промежуточном участке *l*, где происходит расширение потока, элементарные струйки, его составляющие, не параллельны друг другу. Учитывая это, составим уравнение Бернулли для крайних сечений *mn* и *CD*, для которых можно допустить, что элементарные струйки, составляющие поток в этих сечениях, достаточно близки к условию параллельности.

С учетом введенных обозначений уравнение можно представить в виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_r, \qquad (7.2)$$

где h_r — общая потеря напора при внезапном расширении струи, включая и потери энергии на внешнее трение частиц жидкости по длине l о стенки трубопровода, по которому движется поток. Но, принимая во внимание относительно небольшое значение l, этой частью потерь можно пренебречь. Таким образом, потери напора h_r в уравнении (7.2) будут определяться только расширением струи, т. е. величиной

$$h_r = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right), \qquad (7.3)$$

где $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, а разность двучленов, стоящих в скобках, следует выразить в функции скоростей.

Рассмотрим элемент потока *mnCD*, который за время dt переместится в положение $m'n'C'D'$. Так как в объеме $N—N$ поступательного перемещения частиц нет, следует предположить, что объем $mnm'n'$ условно перемещается в положение объема $CDD'C'$ и что они равны друг другу.

Применим к перемещению элемента жидкости $mnn'm'$ закон количества движения, по которому проекция приращения количества движения массы данного элемента ΔM за некоторый промежуток времени dt на направление движения $O'O'$ должна быть равна проекции импульса всех сил, действующих на рассматриваемый элемент за тот же промежуток времени:

$$\Delta M v dt = \sum_i Y_i dt, \qquad (7.4)$$

где $\Delta M v dt$ — приращение количества движения рассматриваемого элемента за время dt;

$\sum_i Y_i\, dt$ — сумма импульсов всех сил, действующих на тот же элемент за тот же промежуток времени.

За ось проекций примем ось потока $O'O'$, которая наклонена к вертикали под углом φ.

Определим приращение количества движения как $\Delta M v = M_2 v_2 — M_1 v_1$. Учитывая, что масса жидкости в кольцевом объеме $N—N$ в поступательном перемещении потока не участвует, приходим к заключению, что приращение количества движения в этом объеме равно нулю. Можно прийти к выводу, что изменение количества движения массы объема $m'n'CD$ также равно нулю вследствие того, что пространственное положение массы, заключенной в этом объеме, за время dt не меняется и количество движения этой массы в начальном и конечном положении рассматриваемого элемента не изменится (объем $m'n'CD$ является общим для начального и конечного положения).

Следовательно, изменение количества движения рассматриваемого элемента жидкости при внезапном расширении струи сводится лишь к изменению количества движения массы элемента $mnn'm'$ при его условном перемещении в положение $CDD'C'$, т. е. изменение количества движения за время dt равно

$$\Delta Mvdt = (M_2v_2 - M_1v_1)\,dt.$$

Принимая во внимание, что

$$M_2 = \rho v_2F_2; \quad M_1 = \rho v_1F_1,$$

находим

$$\Delta Mvdt = \rho\,(F_2v_2^2 - F_1v_1^2)\,dt.$$

В соответствии с законом неразрывности потока $v_1F_1 = v_2F_2$, т. е. $F_1 = F_2\frac{v_2}{v_1}$. Следовательно, общее приращение количества движения жидкости рассматриваемой системы может быть записано в виде

$$\Delta Mvdt = \rho F_2v_2\,(v_2 - v_1)\,dt. \qquad (7.5)$$

Теперь определим сумму импульсов всех сил $\sum_i Y_i\,dt$, действующих на ту же систему за время dt. На выделенный объем $ABCD$ действуют силы, проекции импульсов которых на направление движения за время dt определяются следующим образом.

Гидродинамическое давление в трубе меньшего сечения в момент выхода жидкости в трубу большего сечения обозначим через p_1. Тогда полная сила давления в сечении mn будет равна $P_1 = p_1F_1$. Эта сила направлена вдоль оси потока и имеет положительный знак.

С некоторой погрешностью можно предположить, что гидродинамическое давление во всем начальном сечении AB потока после расширения трубы до сечения F_2, включая и сечение F_1, распределяется по гидростатическому закону. Тогда сила гидродинамического давления в начальном сечении AB объема $ABCD$ будет $P_1 = p_1F_2$, а соответствующий импульс силы за время dt выразится величиной

$$P_1dt = p_1F_2dt.$$

Так как сила гидродинамического давления направлена вдоль потока, проекция импульса этой силы на направление движения за время dt выразится величиной p_1F_2dt.

Гидродинамическое давление в конечном сечении CD обозначим через p_2. Тогда полная сила давления в этом сечении $P_2 = p_2F_2$. Эта сила действует вдоль оси потока против направления движения, поэтому проекция импульса этой силы на направление движения за время dt выразится величиной p_2F_2dt, взятой со знаком минус.

Сила тяжести G жидкости, находящейся в объеме $ABCД$, определится величиной $G = \rho gF_2l$, а ее проекция на направление движения

$$G\cos\varphi = \rho gF_2l\cos\varphi = \rho gF_2(z_1 - z_2),$$

так как $l\cos\varphi = z_1 - z_2$. Следовательно, проекция импульса силы тяжести за время dt определится величиной $\rho g F_2 (z_1 - z_2)\, dt$.

Итак, суммарная проекция на направление движения импульса всех сил, действующих на объем $ABCD$ за время dt, может быть представлена в виде

$$\sum_i Y_i dt = p_1 F_2 dt - p_2 F_2 dt + \rho g F_2 (z_1 - z_2)\, dt. \qquad (7.6)$$

Из сравнения равенств (7.4), (7.5) и (7.6) находим

$$\rho v_2 F_2 (v_2 - v_1)\, dt = p_1 F_2 dt - p_2 F_2 dt + \rho g F_2 (z_1 - z_2)\, dt.$$

Разделив это выражение на $\rho g F_2 dt$, получим

$$\frac{v_2^2}{g} - \frac{v_1 v_2}{g} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right). \qquad (7.7)$$

Разность двучленов, стоящих в скобках в правой части уравнения (7.3), заменим равным этой разности выражением из уравнения (7.7), тогда

$$h_r = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{g} - \frac{v_1 v_2}{g} = \frac{v_1^2 - 2v_1 v_2 + v_2^2}{2g} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

Таким образом, потеря напора при внезапном расширении струи

$$h_r = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}. \qquad (7.8)$$

Так как разность $v_1 - v_2$ является уменьшением скорости при переходе жидкости из трубы малого сечения в трубу большего сечения, из выражения (7.8) * следует, что местная потеря напора при внезапном расширении струи равна скоростному напору потерянной скорости.

Заметим, что равенство (7.8) после очевидных преобразований может быть приведено к виду

$$h_r = \frac{v_1^2}{2g}\left(\frac{F_1}{F_2} - 1\right)^2 = \frac{v_1^2}{2g}\xi_1 \quad \text{или} \quad h_r = \frac{v_2^2}{2g}\left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2 = \frac{v_2^2}{2g}\xi_2,$$

причем

$$\xi_1 = \left(\frac{F_1}{F_2} - 1\right)^2; \quad \xi_2 = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1\right)^2. \qquad (7.9)$$

* Вывод уравнения (7.8) и формулировка закономерности течения жидкости при внезапном расширении струи принадлежат французскому ученому Борда (1766 г.).

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ МЕСТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Как уже было сказано, потери напора почти во всех других случаях местных сопротивлений определяются опытным путем. При этом любое местное сопротивление уподобляется сопротивлению при внезапном расширении струи. Для этого имеется достаточно оснований, если учесть, что поведение потока в момент преодоления им любого местного сопротивления связано с расширением или сужением сечения.

Рассмотрим некоторые характерные местные сопротивления, часто встречающиеся на практике. Характер движения жидкости, преодолевающей различные местные сопротивления, показанные на рис. 52 подтверждается наблюдениями многих исследователей. Так, например, установлено, что преодоление местного сопротивления при внезапном сужении трубы (рис. 52, *а*) сопровождается образованием в месте сужения водоворотной области и уменьшением сечения струи до размеров меньших, чем сечение малой трубы. Пройдя участок сужения, струя расширяется до размеров внутреннего сечения трубопровода. Это и дает основание уподобить указанное местное сопротивление сопротивлению при внезапном расширении струи. Значения коэффициента местного сопротивления при внезапном сужении трубы можно определять по формуле ЦАГИ

$$\zeta_{\text{вн.суж}} = 0{,}5\left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right). \qquad (7.10)$$

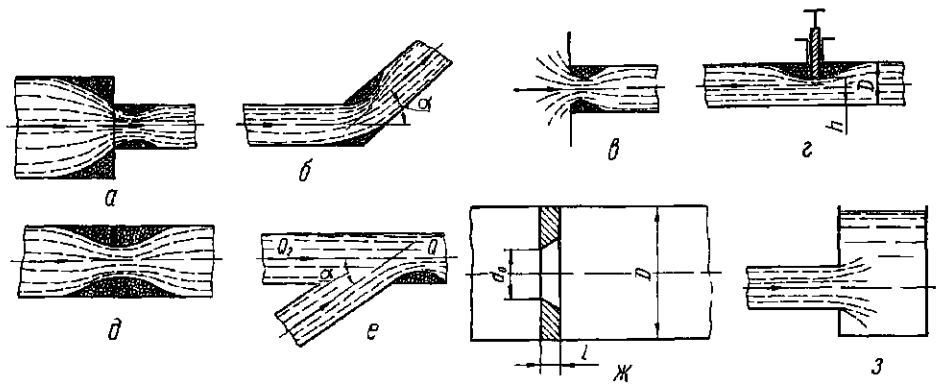


Рис. 52. Характер потока, преодолевающего различные местные сопротивления.

При этом подразумевается расчет потерь напора по второй (большей) скорости. В справочниках [11] можно найти табличные значения $\zeta_{\text{вн суж}}$ в функции от режима движения жидкости и от отношения $\frac{F_2}{F_1}$.

Рассмотрим местное сопротивление при изменении направления движения в случае поворота трубопровода под некоторым углом α (рис. 52, *б*). В этом случае вначале происходит сжатие, а затем расширение струи вследствие того, что в месте поворота поток по инерции как бы отжимается от стенок трубопровода. Коэффициент местного сопротивления при повороте потока $\zeta_{пов}$ определяется по эмпирическим формулам или по справочным таблицам, составленным в зависимости от характера движения жидкости, угла поворота α и отношения радиуса закругления колена к диаметру трубы $\left(\frac{R}{d}\right)$. Так, по формуле Вейсбаха

$$\zeta_{пов} = 0{,}946 \sin\frac{\alpha}{2} + 2{,}047 \sin^4\frac{\alpha}{2}. \qquad (7.11)$$

Для определения коэффициента местного сопротивления сварного сегментного колена, состоящего из 5—6 звеньев может быть использована эмпирическая формула А. В. Панченко

$$\zeta_{кол.} = 0{,}008\alpha^{0{,}75}\left(\frac{d}{R}\right)^{0{,}6}, \qquad (7.12)$$

где α — угол поворота колена, град.

Определение местного сопротивления при входе в трубу (рис. 52, *в*) может быть также сведено к задаче о внезапном расширении струи. В частном случае вход в трубу может иметь острую или закругленную кромку входа. Труба, в которую входит жидкость, может быть расположена под некоторым углом α к горизонтали. Наконец, в сечении входа может стоять диафрагма, сужающая сечение. Все это влияет на коэффициент местного сопротивления $\zeta_{вх}$. Однако для всех этих случаев характерно начальное сжатие струи, а затем ее расширение. Таким образом, и местное сопротивление при входе в трубу может быть уподоблено внезапному расширению струи. Коэффициенты местного сопротивления при входе определяются по опытным данным. Так, например, для входа в трубу с острой кромкой $\zeta_{вх} = 0{,}5$. При закругленной входной кромке величина $\zeta_{вх}$ колеблется от 0,04 до 0,1 (в зависимости от степени скругления кромки).

Если жидкость входит в цилиндрическую трубу с острой кромкой входа и труба наклонена к горизонту под углом α, то величину коэффициента местного сопротивления можно определить по формуле Вейсбаха:

$$\zeta_{вх} = 0{,}505 + 0{,}303 \sin\alpha + 0{,}226 \sin^2\alpha. \qquad (7.13)$$

На практике часто встречается задача расчета местных сопротивлений, создаваемых запорной арматурой, например, задвижками, вентилями, дросселями, кранами, клапанами и т. д. (рис. 52, *г*). В этих случаях проточная часть, образуемая разными запорными приспособлениями, может иметь совершенно различные геометрические формы, но гидравлическая сущность течения при преодолении этих сопротивлений одинакова. В этих устройствах

имеет место своеобразное для каждого из них сужение потока до преграды с последующим расширением потока, дающее и в данном случае достаточное основание уподобить эти сопротивления внезапному расширению струи.

Величины коэффициентов местных сопротивлений ζ для каждого вида запорного приспособления можно определить по справочным данным, полученным опытным путем. Конструктивные элементы одних и тех же запорных приспособлений, качество их изготовления и условия испытаний у различных устройств могут отличаться друг от друга. Поэтому можно встретиться с случаями, когда в справочных данных различных авторов приводятся отличающиеся друг от друга значения ζ для одних и тех же местных сопротивлений.

Здесь уместно указать на то, что в практике эксплуатации трубопроводов, особенно заводских, следует стремиться к тому, чтобы трубопроводная арматура была всегда полностью открыта, за исключением тех случаев, когда при помощи этой арматуры приходится отключать участки трубопровода или в случаях, предусмотренных требованиями технологии производства.

Гидравлическое сопротивление полностью открытой запорной арматуры относительно не велико ($\zeta_{вент}=2{,}9—4{,}5$). Но значительное прикрытие запорных приспособлений ведет к большому возрастанию коэффициентов местных сопротивлений (табл. 10, 11).

Таблица 10

Зависимость коэффициентов местных сопротивлений дроссельного клапана и пробочного крана ζ_2, установленных в круглой трубе, при различных углах перекрытия α

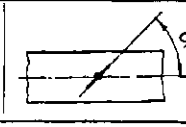
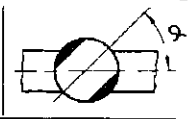
α, °	5	10	20	30	40	50	60	65	Эскиз
ζ_1	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	256	
ζ_2	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	216	486	

Таблица 11

Зависимость коэффициента местного сопротивления ζ задвижки типа «Лудло» от степени открытия $\frac{h}{D}$

$\frac{h}{D}$	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	30	22	12	5,3	2,8	1,5	0,8	0,3	0,15

Процессы, происходящие в запорных устройствах, во многом сходны с процессами при течении жидкости через диафрагмы, установленные в трубе. В этом случае также происходит сужение струи и последующее ее расширение (рис. 52, *д*). Степень сужения и расширения струи зависит от ряда условий: режима движения жидкости; отношения диаметров отверстия диафрагмы и трубы; конструктивных особенностей днафрагмы и соотношения размеров сечений, органичивающих поток до и после диафрагмы.

Так, например, для диафрагмы с острыми краями (рис. 52, *ж*) при $\frac{l}{d}=0\div0{,}015$ и при числе $\mathrm{Re}=\frac{v_0 d_0}{\nu}\geqslant 10^5$ коэффициент сопротивления $\zeta_д$ может быть определен в функцни $\frac{d_0^2}{D_0^2}$ (табл. 12). При-

Таблица 12

Зависимость коэффициента сопротивления диафрагмы $\zeta_д$ от соотношения $\frac{d_0^2}{D_0^2}$

$\frac{d_0^2}{D_0^2}$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_д$	1050	245	51,5	18,2	8,25	4,00	2,00	0,97	0,42	0,13	0

чем, потери напора на преодолеиие сопротивления диафрагмы определяются по средней скорости v жидкости в трубе

$$h_д=\zeta_д\frac{v^2}{2g}.$$

Преодоление местного сопротивления при выходе струи под уровень жидкости в достаточно большой резервуар или в среду, не заполненную жидкостью, связано с полной потерей кинетической энергии $\frac{v^2}{2g}$ (рис. 52, *з*), т. е. справедливо равенство $h_r=\frac{v^2}{g}$. Следовательно, коэффициент сопротивления в этом случае будет $\zeta_{вых}=1$ (см. уравнение (7.1)).

ЗАВИСИМОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ОТ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ

Рассмотренные выше аналитические зависимости для определения величины коэффицнентов местных сопротивлений относятся к турбулентному режиму при больших числах Re, когда коэффи-

циенты местиых сопротивлений перестают зависеть от числа Рейнольдса.

В обычных производственных условиях этн данные относятся к потокам воды или других маловязких жидкостей. Следует отметить, что коэффициенты многих, часто встречающихся в практике, местных сопротивлений в этой, так называемой квадратичной области сопротивлений, исследованы достаточно полно и данные о них приводятся в соответствующих справочннках (например, [11]).

В пищевой промышленности чаще приходится иметь дело с движением вязких, очень вязких жидкостей и жидких суспензий. Течение таких жидкостей происходит обычно в условиях ламинарного движения и довольно часто при очень малых числах Re.

Если при турбулентном движении с высокими числами Re потери энергии на местные сопротивлення связаны с действием снл инерции, то при ламинарном движении, особенно с малым числом Re, потери энергии на местные сопротивления и, следовательно, коэффициенты местных сопротивлений определяются действием сил вязкости.

Значительные теоретические и экспериментальные исследования местных гидравлических сопротивлений при движенин вязких жидкостей ведутся отечественными н зарубежными учеными. Приведем некоторые результаты исследования зависимостей коэффициентов местных гидравлических сопротивлений при движении вязких жидкостей в функции критерия Re. Эти данные являются результатом работ, выполненных различными нсследователями, в том числе под руководством автора.

На основе иэвестных теоретических положений и данных экспериментальных нсследований можно сделать вывод, что при очень малых числах Re потери напора от местных сопротивлений пропорциональны первой степенн скорости, а коэффициенты местных сопротивлений ζ_0 могут определяться зависимостью

$$\zeta_0 = \frac{A}{\mathrm{Re}}, \qquad (7.14)$$

где A — безразмерная константа, характеризующая тип (геометрию) рассматриваемого местного сопротивления. Величина A обычно определяется экспериментально.

В переходной области течения закономерности, которым подчиняется поток вязкой жидкости, преодолевающей местные сопротивлення, очень сложны вследствие одновременного действия сил вязкости и сил инерции. Для этой области отсутствуют достаточно надежные теоретическне методы расчета коэффициентов местных сопротивлений. В связи с изложенным, для определения коэффициентов местных сопротивлений в переходной области течения пользуются, главным образом, результатамн экспериментальных исследований. В тех случаях, когда известны коэффициенты рассматриваемых местных сопротивлений в квадратич-

ной области $\zeta_{кв}$, для расчета коэффициента местных сопротивлений в переходной области можно использовать приближенный метод, предложенный А. Д. Альтшулем [3], в соответствии с которым

$$\zeta = \frac{A}{\mathrm{Re}} + \zeta_{кв} = \zeta_0 + \zeta_{кв}. \qquad (7.15)$$

Из приведенного выражения следует, что в случае очень вязких жидкостей (при малых значениях Re) коэффициент сопротивления ζ определяется значением первого слагаемого, а при больших числах Re в турбулентном движении — значением $\zeta_{кв}$. Следовательно, величина ζ_0 учитывает влияние на местное сопротивление сил вязкости, а $\zeta_{кв}$ — сил инерции.

Зависимость (7.15) относится к сечению трубопровода, а не к проходному сечению местного сопротивления.

Используя выражение (7.15), удобно рассчитывать коэффициенты местных сопротивлений для жидкости любой вязкости, если заданы величины A и ζ. Некоторые из этих значений для наиболее характерных видов местных сопротивлеиий приведены в табл. 13.

Таблица 13

Значения коэффициентов A и $\zeta_{кв}$ для расчета местных сопротивлений

Сопротивление	A	$\zeta_{кв}$	Сопротивление	A	$\zeta_{кв}$
Пробочный кран	150	0,4	со степенью открытия		
Вентиль обыкновенный	3000	4,0	$n=0{,}50$	1300	2,0
» Косва	900	2,5	со степенью открытия		
» угловой	400	0,8	$n=0{,}25$	3000	20
Шаровой клапан	5000	45	Диафрагма:		
Угольник 90°	400	1,4	со степенью открытия		
Угольиик 135°	600	0,4	$n=0{,}64$	70	1,0
Колено 90°	130	0,2	со степенью открытия		
Тройник	150	0,3	$n=0{,}40$	120	7,0
Задвижка:			со степенью открытия		
открыта полностью			$n=0{,}16$	500	70
$n=1{,}00$	75	0,15	со степенью открытия		
со степенью открытия			$n=0{,}05$	3200	800
$n=0{,}75$	350	0,2			

Рассмотрим зависимость коэффициентов местных сопротивлений от числа Рейнольдса, для чего используем результаты работы Н. В. Левкоевой [3] по исследованию гидравлических сопротивлений диафрагм с разной степенью открытия $n = \frac{F_д}{F_{тр}}$. Исследовались диафрагмы, имеющие одинаковую геометрию при различной степени деформации (стеснения) потока. В результате проведенных измерений получены зависимости коэффициеитов

местных сопротивлений ζ от числа Рейнольдса для трех зон течения жидкости (рис. 53). Было показано, что в I зоне течения коэффициенты местных сопротивлений характеризуются линейной зависимостью от Re. В этой зоне проявляются, главным образом, силы вязкости. II зона течения представляет собой переходную область, в которой коэффициенты местных сопротивлений ζ определяются инерционными и вязкими силами.

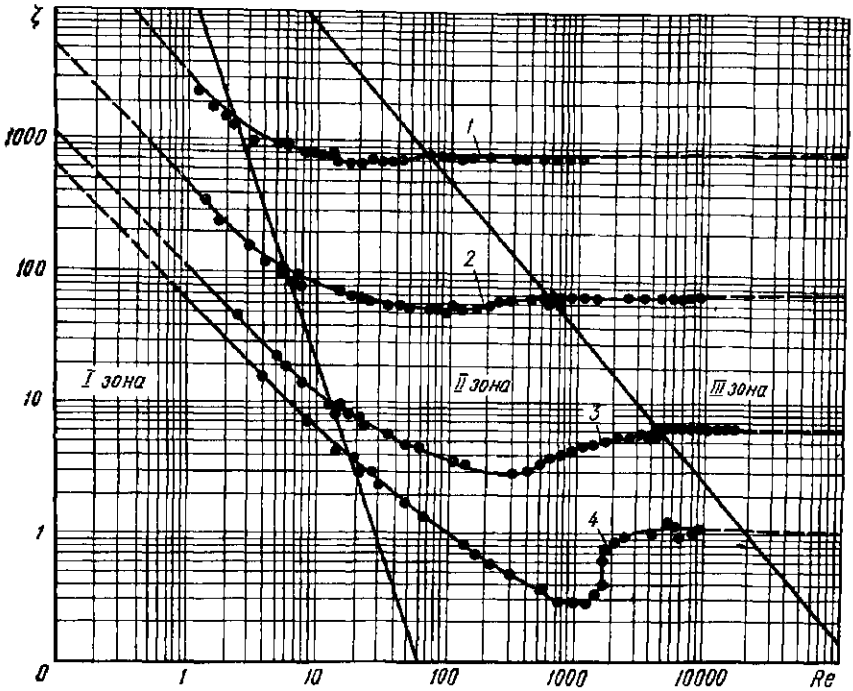


Рис 53 Кривые зависимости коэффициентов местных сопротивлений диафрагм от числа Рейнольдса при различных степенях открытия
1 — $n=0{,}05$, *2* — $n=0{,}16$, *3* — $n=0{,}4$, *4* — $n=0{,}64$

В III зоне квадратичных сопротивлений коэффициент ξ не зависит от величины Re. Это автомодельная область значений $\xi_к$, где существенное значение имеют только силы инерции. Из анализа приведенных данных следует, что чем значительнее деформируется поток в местном сопротивлении, тем при меньших числах Рейнольдса наступает автомодельность и тем раньше начинает действовать квадратичный закон сопротивления.

В Киевском технологическом институте пищевой промышленности выполнено ряд исследований [40, 42] коэффициентов местных сопротивлений при течении вязких жидких продуктов сахарного производства. В результате экспериментальных исследований гидравлических характеристик *U*-образного участка трубы (устройства, включающего четыре поворота трубы под углом 90°

с закруглением и два прямых участка) показано, что для расчета коэффициентов местных сопротивлений может быть использована зависимость вида

$$\xi = \frac{A}{\mathrm{Re}} + 2\xi_{кв}, \qquad (7.16)$$

где для U-образного участка трубы $A=3000$ и $\xi_{кв}=2{,}4$, а для поворота трубы (с закруглением) под углом 90° $A=380$ и $\xi_{кв}=$

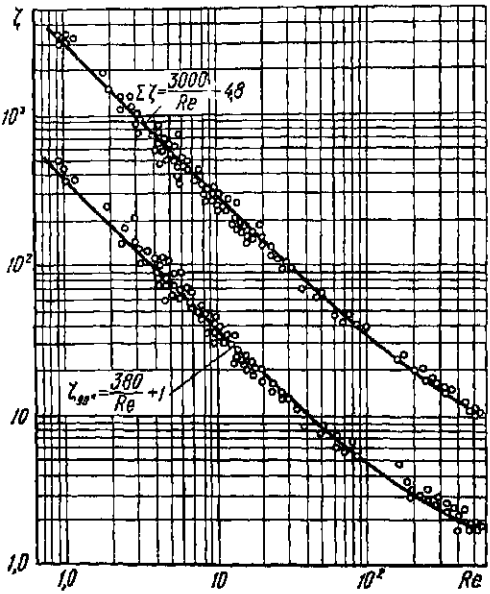


Рис. 54. Кривые зависимости коэффициентов местных сопротивлений от числа Рейнольдса для U-образного участка трубы ($A=3000$) и поворота трубы под углом 90° ($A=380$).

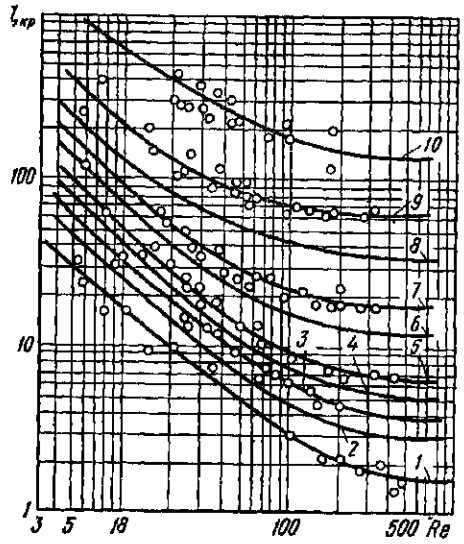


Рис. 55. Кривые зависимости коэффициентов местного сопротивления пробочного крана от числа Рейнольдса при различной степени его открытия (в функции от угла поворота):
1 — δ°=0; *2* — δ°=5; *3* — δ°=10; *4* — δ°=15, *5* — δ°=20; *6* — δ°=25; *7* — δ°=30; *8* — δ°=35; *9* — δ°=40; *10* — δ°=45°.

$=0{,}45$ (рис. 54). Из анализа характера зависимости местных сопротивлений от числа Re следует, что график функции ξ должен иметь точку перегиба, после которой при увеличении числа Re зависимость (7.16) должна трансформироваться в зависимость вида $\xi=\xi_{кв}$. Зависимость вида (7.15) оказывается также справедливой для расчета коэффициентов местного сопротивления пробочного крана (рис. 55) для различных степеней открытия крана $n=\frac{F_n}{F_0}=f(\delta°)$. Величина $\xi_{кв}$ для крана может быть принята равной ξ при $\mathrm{Re}=27\cdot10^3$—$76\cdot10^3$ (табл. 14).

В таблице степень открытия крана приведена в виде отношения живого сечения струи F_n к свободному сечению крана пои

Таблица 14

Зависимость коэффициента местного сопротивления ζ пробочного крана от степени перекрытия и числа Рейнольдса

δ°	$\frac{F_n}{F_0}$	A	Число Рейнольдса							
			5	10	30	50	100	200	500	27000—76000
0	1,0	150	30	16,5	8,0	5,0	3,0	2,1	1,7	1,68
5	0,92	220	45	25,5	10,5	7,0	4,5	3,4	3,1	2,48
10	0,84	318	60	35	13,5	9,0	6,0	4,5	4,0	3,2
15	0,75	370	77	42	17,0	11,5	7,5	5,8	5,4	5,2
20	0,65	430	95	50	20	14,5	9,0	7,2	6,8	7,0
25	0,59	560	133	65	29	21,0	15	13,5	12,5	13
30	0,46	695	160	88	38	27,5	21	19,5	18,5	19,5
35	0,37	910	216	125	64,3	52,2	43,7	38,55	35,82	34
40	0,29	1680	380	217	105	83,0	72	68	65	49
45	0,18	4500	875	575	295	235	180	155	145	126

полном его открытии F_0. Все опытные данные получены при течении потоки при различной температуре и под различным давлением, за исключением значений $\xi_{кв}$, которые определялись при течении воды.

Из приведенных графиков (рис. 55) видно, что характер зависимостей $\xi_{кр}=f(Re)$ аналогичен для различной степени открытия крана, а соответствующие значения $\xi_{кр}$ при малых числах Re в несколько раз больше значений, принимаемых для воды.

ПРИНЦИП НАЛОЖЕНИЯ ПОТЕРЬ НАПОРА В ТРУБОПРОВОДЕ И ВЗАИМНОЕ ВЛИЯНИЕ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Как известно, общие потери напора в трубопроводе определяются суммой $h_{rl}=h_l+h_r$,

где h_l — потеря напора по длине трубопровода

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

а потеря напора на преодоление местного сопротивления

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

Если в трубопроводе имеется несколько местных сопротивлений, то общая потеря напора от всех местных сопротивлений определится величиной

$$h_r = \frac{v^2}{2g}(\zeta_1 + \zeta_2 + \ldots + \zeta_n) = \frac{v^2}{2g}\zeta_\Sigma, \qquad (7.17)$$

где ζ_i — коэффициент отдельных местных сопротивлений, имеющихся в трубопроводе.

Следовательно, общие потери напора по трубопроводу могут быть определены зависимостью

$$h_{rl} = \frac{v^2}{2g}\left(\zeta_\Sigma + \lambda\frac{l}{d}\right), \qquad (7.18)$$

т. е. полная потеря напора на преодоление всех сопротивлений трубопровода определяется как арифметическая сумма потерь, создаваемых отдельными местными сопротивлениями, и потерь по длине трубопровода. Такой метод определения потерь напора именуется в гидравлике принципом наложения потерь. Определение величины h_{rl} по формуле (7.18) вносит в расчет погрешность тем большую, чем ближе друг от друга расположены отдельные местные сопротивления и чем большие возмущения в жидкости вызываются ими. Это объясняется тем, что величины коэффициентов местных сопротивлений, получаемые из опыта, относятся к условиям стабилизированного потока с обеих сторон каждого из местных сопротивлений, т. е. к условиям, когда до и после каждого из местных сопротивлеиий имеется достаточно длинный прямой участок трубопровода.

В практике часто встречается, когда местные сопротивления находятся на недостаточно большом удалении друг от друга или расположены даже непосредственно друг за другом. В этих случаях стабилизация потока не происходит и наблюдается взаимиое влияние местных сопротивлеиий.

В результате проведенных исследований устаиовлено, что суммарный коэффициент сопротивления двух или нескольких местных сопротивлений, взаимно влияющих друг на друга, всегда меньше суммы коэффициентов ζ, относящихся к отдельно рассматриваемым местным сопротивлениям. Поэтому, если вести расчет потерь напора, пренебрегая взаимным влияиием местных сопротивлений, и пользоваться величинами коэффициентов ζ, указаниыми в справочииках, то результат расчета по формуле (7.18) дает заведомо завышенные значеиия потерь иапора. В связи с этим на практике при отсутствии данных о взаимном влиянии коэффициенты местных сопротивлений принимаются, как обычно, по справочным даиным, т. е. с некоторым запасом.

Для того чтобы взаимным влиянием местных сопротивлений можно было преиебречь, необходимо выбирать расстояние между точками установки этих сопротивлений из определенных условий.

Обычно для турбулентного движения при больших числах Re расстояние, на котором происходит стабилизация потока, выбирают из условия

$$l_{\text{стаб}} = (30 - 40)\,d.$$

В общем случае длина прямого участка трубы для стабилизации потока определяется геометрией местного сопротивления, относительной шероховатостью $\frac{\Delta}{r}$ и величиной Re.

Выражая длиiу стабилизирующего участка в виде безразмерного отношения $\frac{l_{\text{стаб}}}{d}$, можно записать $\frac{l_{\text{стаб}}}{d} = f\left(\zeta_{\text{кв}}, \text{Re}, \frac{\Delta}{r}\right)$. По данным исследований [3] длина стабилизирующего участка у местных сопротивлений во всей области турбулентного течения достаточно точно может быть определеиа по формуле

$$\frac{l_{\text{стаб}}}{d} = 0{,}5\,\frac{\zeta_{\text{кв}}}{\lambda}, \qquad (7.19)$$

где $\zeta_{\text{кв}}$ — коэффициент данного местного сопротивления в квадратичной области;

λ — коэффициент сопротивления трения по длине прямых участков рассматриваемой трубы.

Глава восьмая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

Гидравлический расчет трубопроводов заключается в определеiии одной из величин: расхода жидкости Q; напора H, иеобходимого для перемещеiия жидкости в нем; диаметра трубопровода d, если другие величины известны. В зависимости от коикретных производственных условий известными в расчете могут оказаться: расход трубопровода Q или его размеры — диаметр d и длиа l, а неизвестными, подлежащими расчету,— напор H или потери по длине трубопровода. В других случаях может оказаться, что напор H, под которым жидкость входит в трубопровод, известеи, а расчету подлежат Q, d и l. Для определеиия гидравлических характеристик трубопроводов рассмотрим некоторые наиболее часто встречающиеся иа практике случаи.

В гидравлике различают простые и сложиые трубопроводы. Простым иазывается такой трубопровод, который служит для подачи жидкости из одного резервуара в другой без ответвлений. Простой трубопровод может иметь по всей длине одинаковое сечеiие, а может состоять из ряда последовательно соединенных труб различного сечения.

Сложными иазываются трубопроводы, имеющие ответвления или состоящие из нескольких лииий. Их расчет зиачительiо сложнее, чем простых. Одиако, некоторые задачи, относящиеся к сложным трубопроводам, можно решать, рассматривая отдельные их элементы, как простые.

Расход жидкости может производиться в какой-либо определеиной точке трубопровода, например, на его конце. Такой

расход называется транзитным. В некоторых трубопроводах, например, в водопроводах, расход жидкости производится во многих точках по длине. В этих случаях расход называется путевым.

В зависимости от характера сопротивлеиий трубопроводы подразделяют на длинные и короткие. В длинных трубопроводах потери напора по длине h_l во много раз больше потерь от местных сопротивлений h_r, которые составляют 2—5% от общих потерь энергии в трубопроводе.

В так называемых коротких трубопроводах потери напора от местных сопротивлений велики по сравнению с потерямн по длине трубопровода. Принятая классификация позволяет в значительной степени упростить гидравлический расчет трубопроводов. С учетом указанных условий приведены методики расчета напорных, т. е. заполненных по всему сечению трубопроводов, при установившемся равномерном движении жидкости.

УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ПРИ РАСЧЕТЕ ПРОСТОГО ТРУБОПРОВОДА

Исходным аналитическим выражением для расчета трубопроводов является уравнение Бернулли. Воспользуемся этим уравнением для простейшего случая течения реальиой жидкости через простой трубопровод с одинаковым сечеиием по всей длине при условии его питания из резервуара с постоянным уровнем жидкости (рис. 56). Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{rl}. \qquad (8.1)$$

Здесь за плоскость сравиения принята плоскость *II—II* на уровне выхода жидкостн из трубопровода. Плоскость *I—I* принята на свободной поверхности резервуара.

Учитывая, что уровень жидкости в резервуаре не изменяется, можио положить $v_1=0$. Таким образом, $z_1=H$; $z_2=0$; $v_2=v_{тр}$; $\zeta_{вых}=1$. Принимая $\alpha_2=1$, дополнительный член уравнения Бернулли, с учетом местных сопротивлений на различных участках трубопровода, представим в виде

$$h_{rl} = \frac{v_{тр}^2}{2g}\left(\lambda\frac{l+h_2}{d} + \zeta_{вх} + \zeta_{пов} + 2\zeta_{вент} + \zeta_{вых}\right), \qquad (8.2)$$

или

$$h_{rl} = \frac{v_{тр}^2}{2g}\left(\lambda\frac{l+h_2}{d} + \zeta_{\Sigma}\right) = \frac{v_{тр}^2}{2g}\zeta_{сист}, \qquad (8.3)$$

где коэффициент сопротивлеиия системы

$$\zeta_{сист} = \lambda\frac{l+h_2}{d} + \zeta_{\Sigma}.$$

Заметим, что в уравнении (8.3) в коэффициент сопротивления системы входит и $\zeta_{вых}=1$. Поэтому член уравнения Бернулли $\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$ в выражении (8.1), представляющий удельную энергию жидкости, выходящей из трубопровода в конечной плоскости выхода $II—II$, в последующих выражениях не учитывается. Следовательно, уравнение (8.1) принимает вид

$$H+\frac{p_1}{\rho g}=\frac{p_2}{\rho g}+ \\ +\frac{v_{тр}^2}{2g}\zeta_{сист}. \qquad (8.4)$$

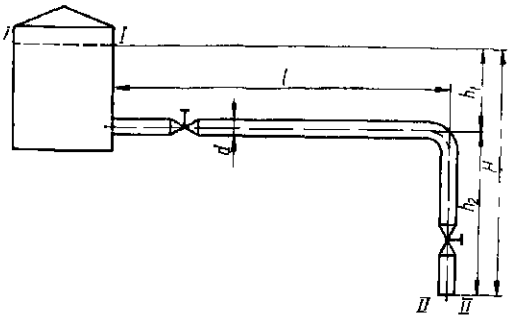


Рис. 56. Схема к расчету простого трубопровода.

Если $p_1=p_2$, т. е. если резервуар открыт и истечение жидкости происходит в атмосферу, то на основании уравнений (8.3) и (8.4) можно записать

$$H=\frac{v_{тр}^2}{2g}\zeta_{сист}=h_{тl}, \qquad (8.5)$$

откуда следует, что напор H, создаваемый жидкостью в резервуаре (так называемый располагаемый напор), равен потере напора на преодоление всех сопротивлений между рассматриваемыми сечениями. Этот вывод является основополагающим для расчета трубопроводов и представляет собой формулировку закона сохранения энергии.

На основании полученных выражений и уравнения неразрывности потока можно найти, например, напор, необходимый для подачи через данный трубопровод с сечением $F_{тр}$ заданного количества Q жидкости, т. е.

$$H+\frac{p_1-p_2}{\rho g}=\frac{v_{тр}^2}{2g}\left(\zeta_{\Sigma}+\lambda\frac{l+h_э}{d}\right)$$

или

$$H=\frac{Q^2}{2gF_{тр}^2}\left(\zeta_{\Sigma}+\lambda\frac{l+h_э}{d}\right)-\frac{p_1-p_2}{\rho g}. \qquad (8.6)$$

Из этого уравнения можно найти диаметр d трубопровода методом подбора и последовательной подстановки в уравнение (8.6) значений величины d, при которых правая и левая части уравнения равны.

Скорость жидкости в трубопроводе $v_{тр}$ и расход Q при прочих известных величинах определяются выражениями

$$v_{тр} = \frac{\sqrt{2g\left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}}{\sqrt{\zeta_{\Sigma} + \lambda \frac{l + h_2}{d}}}; \qquad (8.7)$$

$$Q = v_{тр} F_{тр} = \mu F_{тр} \sqrt{2g\left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}, \qquad (8.8)$$

где $\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{\Sigma} + \lambda \frac{l + h_2}{d}}}$ — коэффициент расхода трубопровода.

Так как величины ξ и λ являются в общем случае функциями Re, уравнение (8.8) может быть решено только методом последовательного приближения. С этой целью принимается, например, что движение жидкости в трубопроводе соответствует квадратичному закоиу сопротивлений и для этих условий выбираются ξ и λ в предположении, что они не зависят от числа Рейнольдса.

Подставив значения ξ и λ в уравнение (8.8), определяют Q и по его зиачению находят Re. Затем, в соответствии с полученным значением Re уточняют величины ξ и λ и снова подставляют их в уравнение (8.8). Так, последовательиой подстановкой λ и ξ можно найти такое значение $Q = f(\mathrm{Re})$, при котором правая и левая части уравнения (8.8) окажутся равными (с приемлемой для практики точностью).

Расход жидкости через круглый трубопровод может быть определен также из уравнения (8.5), преобразованного к виду

$$H = \frac{v_{тр}^2}{2g} \zeta_{сист} = \frac{Q^2 \cdot 16}{2\pi^2 g d^4} \zeta_{сист},$$

откуда

$$Q = \pi d^2 \sqrt{\frac{gH}{8\zeta_{сист}}} = 3{,}48 d^2 \sqrt{\frac{H}{\zeta_{сист}}}. \qquad (8.9)$$

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ДЛЯ ТУРБУЛЕНТНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ

Расчетные формулы, на которых базируется методика расчета гидравлических характеристик трубопровода для турбулентного режима, получены в предположении развитого турбулентиого движения жидкости в трубах, т. е. для квадратичной области сопротивлений. Эта методика основывается на известной формуле (5.12) Дарси — Вейсбаха для определения потери напора по длине круглого трубопровода при любом режиме движения

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

Рассмотрим методику определения потерь напора в области квадратичного сопротивления, для чего в формуле (5.12) диаметр d выразим через гидравлический радиус.

Для напорного трубопровода, представляющего собой круглую заполненную жидкостью трубу ($\chi=\pi d$), гидравлический радиус равен

$$R=\frac{F}{\chi}=\frac{\pi d^2}{4}\,\frac{1}{\pi d}=\frac{d}{4};\quad d=4R.$$

Следовательно, потери напора по длине трубопровода

$$h_l=\lambda\frac{l}{4R}\,\frac{v^2}{2g},$$

откуда средняя скорость

$$v=\sqrt{\frac{8g}{\lambda}}\,\sqrt{R\frac{h_l}{l}}$$

или с учетом обозначения $\sqrt{\frac{8g}{\lambda}}=C$ получим

$$v=C\sqrt{Ri}. \tag{8.10}$$

Полученную зависимость называют по имени предложившего ее французского ученого — формулой Шези. Коэффициент C, входящий в выражение (8.10), обычно называют скоростным коэффициентом.

Для его определения в гидравлике пользуются методами, зависящими от условий турбулентного режима движения жидкости в трубопроводе.

Для развитого турбулентного движения жидкости в трубопроводе наиболее широкое распространение в практических расчетах получил метод, предложенный академиком Н. Н. Павловским, в соответствии с которым скоростный коэффициент определяется в виде [23]

$$C=\frac{1}{n}R^y, \tag{8.11}$$

где n — коэффициент шероховатости (табл. 15);

y — показатель степени, который в соответствии с формулами, предложенными Н. Н. Павловским, может быть определен зависимостями:

$$y=1{,}3\sqrt{n}\quad\text{при}\quad R>1\text{ м};$$

$$y=1{,}5\sqrt{n}\quad\text{при}\quad R<1\text{ м},$$

для приближенных расчетов и формулой

$$y=2{,}5\sqrt{n}-0{,}13-0{,}75\sqrt{R}\,(\sqrt{n}-0{,}1) \tag{8.12}$$

для точных вычислений.

Таблица 15

Коэффициент шероховатости n для различных труб

Материал труб и их состояние	n	$\frac{1}{n}$
Весьма гладкие поверхности труб, например, эмалированные, стеклянные	0,009	111
Чистые гончарные, новые чугунные и другие металлические трубы, тщательно соединенные	0,011	90,9
Нормальные водопроводные трубы без инкрустации, тщательно изготовленные бетонные трубы	0,012	83,3
Несколько загрязненные водопроводные трубы, бетонные нормальные трубы	0,013	76,9
Загрязненные водопроводные трубы	0,014	71,4
Клепаные стальные трубы	0,017	58,8

Для определения скоростного коэффициента в практике иногда применяют также формулу Маниинга

$$C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{6}}. \tag{8.13}$$

Таким образом, с учетом выражений (8.10) и (8.11) расход трубопровода может быть определен как

$$Q = Fv = FC\sqrt{Ri}. \tag{8.14}$$

Обычно величину $FC\sqrt{R} = K$ называют расходной характеристикой или модулем расхода. Она зависит от размеров сечения трубопровода F, материала трубопровода и состояния его внутренней поверхности C, а также от формы сечения потока R.

Для конкретного трубопровода модуль расхода является константой, которая может быть заранее подсчитана. Поэтому в гидравлических справочниках и пособиях можно найти данные о величине K для трубопроводов, имеющих различный диаметр и шероховатость (табл. 16).

Итак, расход жидкости через трубопровод может быть определен из выражения

$$Q = K\sqrt{i} \tag{8.15}$$

и, следовательно, потеря напора по длине трубопровода

$$h_l = il = \frac{Q^2}{K^2} l. \tag{8.16}$$

Из указанных зависимостей видно, что модуль расхода K представляет собой расход трубопровода при гидравлическом уклоне, равном единице ($i = 1$).

Приведенный метод позволяет рассчитать гидравлические характеристики длинных трубопроводов для турбулентного режима движения, когда потерями от местных сопротивлений можно пренебречь. При расчете коротких трубопроводов с помощью этого метода необходимо учитывать потери напора, обусловленные действием местных сопротивлений. Для этого следует к по-

терям по длине трубопровода прибавить потери на преодоление местных сопротивлений. На практике в этом случае обычно поступают следующим образом. К действительной длине трубопровода l добавляют так называемую эквивалентную длину $l_{экв}$, сопротивление движению жидкости которой равно потерям, связанным с преодолением местных сопротивлений в рассчитываемом трубопроводе, т. е. полагают, что

$$(h_l)_{экв} = h_r; \quad \lambda \frac{l_{экв}}{d} \frac{v^2}{2g} = \xi_\Sigma \frac{v^2}{2g}. \tag{8.17}$$

Так как речь идет об одном и том же трубопроводе, скоростные напоры в равенстве (8.17) должны быть одинаковыми, т. е. эквивалентная длина трубопровода

$$l_{экв} = \frac{d\,\xi_\Sigma}{\lambda}. \tag{8.18}$$

Если обозначить общую длину трубопровода с учетом потерь на местные сопротивления через $L = l + l_{экв}$, то общие потери напора могут быть найдены из выражения

$$h_{rl} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}. \tag{8.19}$$

Заметим, что для длинных трубопроводов и в тех случаях, когда местными сопротивлениями можно пренебречь, $L = l$ ($l_{экв} = 0$). Потери напора от местных сопротивлений можно рассчитывать из условия $L = l_{экв}$, т. е. по формуле

$$h_r = \lambda \frac{l_{экв}}{d} \frac{v^2}{2g}. \tag{8.20}$$

Основными величинами, которые входят в расчет трубопроводов, являются: расход Q, диаметр трубопровода d, длина $L(l, l_{экв})$, суммарные потери напора h_{rl} или равный им располагаемый напор H. Следовательно, в зависимости от конкретных условий, задача расчета гидравлических характеристик трубопровода сводится к определению: h_{rl} или H по известным Q, d, L; d по известным Q, L, H (h_{rl}); Q по известным d, L, H (h_{rl}).

Приведем примеры решения типичных задач по расчету круглых трубопроводов.

Таблица 16

Значения K, K^2, a для круглых труб с шероховатостью $n = 0{,}012$

d, м	K, м³/с	K^2, м⁶/с²	$a = \frac{64}{\pi^2 C^2}$	d, м	K, м³/с	K^2, м⁶/с²	$a = \frac{64}{\pi^2 C^2}$
0,050	0,00987	$9{,}7 \cdot 10^{-5}$	$32{,}3 \cdot 10^{-4}$	0,250	0,6921	$47{,}9 \cdot 10^{-2}$	$20{,}4 \cdot 10^{-4}$
0,075	0,0287	$8{,}2 \cdot 10^{-4}$	$28{,}8 \cdot 10^{-4}$	0,300	1,1206	1,2557	$19{,}3\ 10^{-4}$
0,100	0,0614	$3{,}8 \cdot 10^{-3}$	$26{,}5 \cdot 10^{-4}$	0,350	1,6842	2,8365	$18{,}5 \cdot 10^{-4}$
0,125	0,1108	$12{,}3 \cdot 10^{-3}$	$24{,}9 \cdot 10^{-4}$	0,400	2,3970	5,7456	$17{,}8 \cdot 10^{-4}$
0,150	0,1794	$32{,}2 \cdot 10^{-3}$	$23{,}6 \cdot 10^{-4}$	0,450	4,2593	18,141	$17{,}2 \cdot 10^{-4}$
0,200	0,3837	$14{,}72 \cdot 10^{-2}$	$21{,}7 \cdot 10^{-4}$	0,500	4,3242	18,70	$16{,}7 \cdot 10^{-4}$

Задача 1. Рассчитать напор, необходимый для обеспечения расхода $Q=50$ л/с трубопровода с внутренним диаметром $d=150$ мм. Общая длина трубопровода с учетом местных сопротивлений $L=1000$ м.

Решение. На основании зависимости (8.16) определим напор, необходимый для обеспечения заданного расхода: $H=h_{fl}=\frac{Q^2}{K^2}L$. Q выразим в м³/с, а K^2 возьмем из табл. 16.

$$H=\frac{0{,}05^2}{0{,}0322}\cdot 10^2 \text{ м}=77{,}7 \text{ м}$$

Задача 2. Определить диаметр d трубопровода общей длиной $L=980$ м, через который должно подаваться $Q=40$ л/с воды. Напор, создаваемый насосом при этой подаче жидкости, не должен превышать $H=48$ м.

Решение. Для определения коэффициента расхода K воспользуемся той же зависимостью, что и в предыдущей задаче $H=\frac{Q^2}{K^2}L$, откуда

$$K^2=\frac{Q^2}{H}L=\frac{0{,}04^2}{48}\cdot 980 \text{ м}^6/\text{с}^2=0{,}0325 \text{ м}^6/\text{с}^2.$$

Воспользовавшись табл. 16, находим, что полученная величина $K^2=0{,}0325$ соответствует диаметру трубопровода $d=0{,}1$ м.

Задача 3. Определить расход Q трубопровода с внутренним диаметром $d=0{,}2$ м, длина трубопровода $L=1000$ м, а располагаемый напор $H=10$ м.

Решение. Для определения расхода Q воспользуемся формулой (8.15)

$$Q=K\sqrt{i}=K\sqrt{\frac{H}{L}}.$$

Величину K находим из табл. 16 для диаметра трубопровода $d=0{,}2$ м. Следовательно, $K=0{,}3837$, т. е.

$$Q=0{,}3837\sqrt{\frac{10}{1000}}=0{,}03837 \text{ м}^3/\text{с}=38 \text{ л/с}.$$

Аналогичные задачи можно решить с помощью так называемых водопроводных формул. Для вывода этих формул представим выражение для расчета потерь (5.12) в виде

$$h_l=\lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}=\lambda\frac{l}{d}\frac{16Q^2}{2\pi^2gd^4}=\frac{8\lambda}{\pi^2g}\frac{Q^2}{d^5}l=a\frac{Q^2}{d^5}l, \qquad (8.21)$$

где $a=\frac{8\lambda}{\pi^2 d}$ — коэффициент пропорциональности. (8.22)

С учетом обозначения $C=\sqrt{\frac{8g}{\lambda}}$ находим, что

$$a=\frac{64}{\pi^2C^2}=\frac{6{,}49}{C^2};\quad \lambda=\frac{8g}{C^2}. \qquad (8.23)$$

Равенство (5.12), представленное в виде

$$h_l=\lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}=\frac{8g}{C^2}\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}, \qquad (8.24)$$

называют первой водопроводной формулой, а выражение (8.21) — второй водопроводной формулой.

Для развитого турбулентного движения жидкости в трубопроводе величину a можно подсчитать заранее для труб заданного диаметра с известной шероховатостью. Для этого необходимо воспользоваться зависимостью (8.23) и учесть, что в квадратичной области сопротивлений величина C не зависит от значения Re, а определяется только относительной шероховатостью $\frac{\Delta}{r}$.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

Рассмотрим методику расчета трубопровода с постоянным расходом Q в условиях развитого турбулентного режима движения. Пусть трубопровод состоит из участков различных диаметров d_1, d_2, d_3, d_4, которым соответствует длина l_1, l_2, l_3, l_4 (рис. 57).

Для определения общей потери напора h_{rl}, равной располагаемому напору H, просуммируем потери напора на преодоление всех сопротивлений в каждом из рассматриваемых участков

$$H = h_{rl} = h_{rl_1} + h_{rl_2} + h_{rl_3} + h_{rl_4}. \qquad (8.25)$$

При этом предполагаем, что расход Q, диаметр d_i и длина трубы l_i для каждого из участков являются известными величинами. Если рассчитываем длинный трубопровод, т. е. если местными потерями можно пренебречь, то $h_{rl}=h_l$ и равенство (8.25) может быть записано в виде

$$h_{rl} = h_l = \frac{Q^2}{K_1^2} l_1 + \frac{Q^2}{K_2^2} l_2 + \frac{Q^2}{K_3^2} l_3 + \frac{Q^2}{K_4^2} l_4 = Q^2 \sum_1^4 \frac{l_i}{K_i^2}. \qquad (8.26)$$

Общая потеря напора по длине трубопровода h_l может быть в общем случае определена также зависимостью вида (8.21), а именно

$$h_l = Q^2 \left(\frac{a_1}{d_1^5} l_1 + \frac{a_2}{d_2^5} l_2 + \frac{a_3}{d_2^5} l_3 + \frac{a_4}{d_4^5} l_4 \right), \qquad (8.27)$$

где a_i определяют по табл. 16 или соответственно рассчитывают по формуле

$$a_i = \frac{6{,}49}{C_i^2}.$$

Для определения диаметров d_i в каждом участке трубопровода необходимо, чтобы были известны: общий для всех участков расход Q, длина l_i каждого из участков трубопровода, а также потери напора на каждом из участков h_{rli}.

Если местными потерями пренебрегают, то достаточно знать соответствующие величины h_i для каждого из участков. При этом:

$$h_{l_1} = \frac{Q^2}{K_1^2} l_1; \quad h_{l_2} = \frac{Q^2}{K_2^2} l_2; \quad h_{l_3} = \frac{Q^2}{K_3^2} l_3; \quad h_{l_4} = \frac{Q^2}{K_4^2} l_4$$

и, следовательно,

$$K_i^2 = \frac{Q^2}{h_{li}} l_i, \quad i = 1, 2, 3, 4.$$

Получив из этих зависимостей величины K или K^2, можно по табл. 16 найти соответствующие им диаметры участков d_i трубопровода. Для определения диаметров участков трубопровода часто используют другой способ, заключающийся в следующем.

Из сравнения формул (8.26) и (8.27) следует, что

$$h_{li} = Q^2 l_i \frac{1}{K_i^2} = Q^2 l_i \frac{a_i}{d_i^5},$$

откуда

$$\frac{1}{K_i^2} = \frac{a_i}{d_i^5}. \tag{8.28}$$

Как известно, $a_i = f(d_i)$, поэтому можно принять, что $\frac{a_i}{d_i^5} = b_i$. Значения коэффициентов $b_i = \frac{1}{K_i^2}$ приводятся в справочниках в виде таблиц для труб различных диаметров при определенной шероховатости n (например, [16]). Поэтому, зная расчетные значения b_i, можно найти значения d_i.

Для определения расхода Q, который по принятым условиям является общим для всех участков трубопровода, необходимо определить диаметр и длину трубопровода, потери напора хотя бы для одного участка. Зная диаметр трубопровода, можно считать известной и его расходную характеристику K.

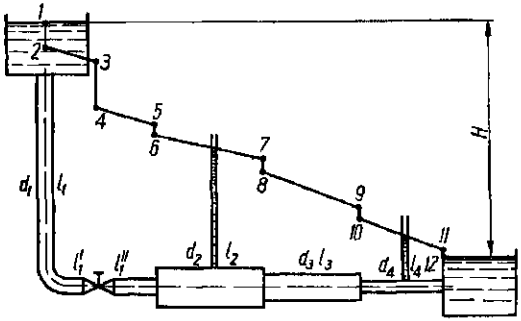


Рис. 57. Последовательное соединение трубопроводов.

Вследствие того, что расход Q во всех участках трубопровода одинаков, для его определения достаточно вычислить значения Q для одного из участков

$$Q = K_i \sqrt{\frac{h_{li}}{l_i}}.$$

Расход можно также определить другим способом, воспользовавшись зависимостью (8.25). В соответствии с равенством (8.26) имеем

$$h_{rl} = Q^2 \left(\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \frac{l_3}{K_3^2} + \frac{l_4}{K_4^2} \right),$$

откуда находим искомую величину

$$Q = \sqrt{\frac{h_{rl}}{\frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \frac{l_3}{K_3^2} + \frac{l_4}{K_4^2}}} = \sqrt{\frac{h_{rl}}{\sum_{i=1}^{4} \frac{l_i}{K_i^2}}}. \qquad (8.29)$$

Для установления закона распределения давления вдоль трубопровода очень часто применяют графический способ, заключающийся в нанесении на чертеж трубопровода пьезометрической линии в приемлемом для построения масштабе.

Для того, чтобы нанести на график (рис. 57) пьезометрическую линию, необходимо вычислить значения h_{l_1}, h_{l_2}, ..., h_{ln}. Заметим, что потеря напора по длине любого прямого участка трубы с постоянным диаметром определится величиной $h_{ln} = \frac{Q^2}{K_n^2} l_n$, которая на графике изображается над соответствующим участком трубопровода в виде наклонной прямой, имеющей постоянный уклон, равный $i_n = \frac{h_{ln}}{l_n}$.

Конечно, для различных участков трубопровода уклон i_n неодинаков, он зависит от диаметра d_n, функцией которого является расходная характеристика K_n.

Падение напора от любого местного сопротивления на графике изображается вертикальным отрезком, равным в соответствующем масштабе значению $h_{rn} = \zeta_n \frac{v_n^2}{2g}$ или значению величины $h_{rn} = \frac{Q^2}{K_n^2} l_{\text{экв}n}$. Для того, чтобы убедиться в равенстве этих величин, приравняем правые части приведенных выражений и, опуская индексы, получим

$$\frac{Q^2}{K^2} l_{\text{экв}} = \zeta_n \frac{v^2}{2g}. \qquad (8.30)$$

Из уравнения (8.17) следует, что $\zeta = \lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d}$, т. е. $\frac{Q^2}{K^2} l_{\text{экв}} = \frac{v^2}{2g} \lambda \frac{l_{\text{экв}}}{d}$ или $\frac{Q^2}{K^2} = \frac{16Q^2}{2\pi^2 g d^4} \cdot \frac{\lambda}{d}$, откуда $\frac{1}{K^2} = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{1}{d^5}$.

Учитывая, что $\frac{8\lambda}{\pi^2 g} = a$, находим $\frac{1}{K^2} = \frac{a}{d^5}$.

В дополнение к указанному заметим, что на рассматриваемом графике в виде вертикальных отрезков должны откладываться также потери напора по длине прямых вертикальных участков трубопровода. Если же на вертикальных участках трубопровода имеются местные сопротивления, то общая длина

вертикального отрезка в соответствующем масштабе должна определяться по формуле

$$h_{rl} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где

$$L = l_{экв} + l_{верт}.$$

Объясним изображенную на рис. 57 пьезометрическую линию *1—12*.

Вертикальный отрезок *1—2* соответствует потере напора на 1-ом участке трубопровода:

$$h_{1-2} = \frac{Q^2}{K_1^2} L = \frac{Q^2}{K_1^2} (l_1 + l_{экв}),$$

где l_1 — длина вертикального участка прямой трубы;

$l_{экв}$ — эквивалентная длина местных сопротивлений при входе в трубу из резервуара и при повороте трубы под углом 90°.

Отрезки наклонных прямых *2—3*, *4—5*, *6—7*, *8—9* и *10—11* соответствуют потере напора по длине на участках трубопровода l_1', l_1'', l_2, l_3, l_4.

Падение напора между двумя крайними точками соответствующего участка трубопровода определяется в том же масштабе величиной

$$h_{ll} = \frac{Q^2}{K_i^2} l_i.$$

Вертикальные отрезки *3—4*, *5—6*, *7—8*, *9—10*, *11—12* представляют собой потери напора на преодоление местных сопротивлений: в вентиле (*3—4*), при внезапном расширении трубы (*5—6*), сужении труб (*7—8*), (*9—10*) и при выходе жидкости из трубы под уровень в нижнем резервуаре (*11—12*).

Сумма всех потерь в трубопроводе по длине и от местных сопротивлений равна располагаемому напору $h_{rl} = H$.

ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

В точке *A* трубопровод с расходом жидкости *Q* разветвляется на несколько линий различной длины и диаметра (рис. 58). Жидкость по трубопроводу движется слева направо. В точке *B* все линии снова сходятся и в дальнейшем движение жидкости происходит в одной трубе с общим расходом *Q*. Такой способ соединения разветвленных трубопроводов называется параллельным.

В качестве плоскости сравнения выберем горизонтальную плоскость *OO*.

В точке A напор во всех трубопроводах одинаков и равен $h_A - h_0$. В точке B напор также во всех трубопроводах одинаков и равен $h - h_0$. Поэтому при заданном постоянном расходе жидкости через систему Q потери напора в каждом трубопроводе будут равны располагаемому напору, т. е. $h_l = h_A - h_0 - (h - h_0) = H$ или $h_{l_1} = h_{l_2} = h_l = H$.

Кроме того, очевидно, что $Q = q_1 + q_2 + q_3$, где q_1, q_2, q_3 — расходы жидкости в соответствующих ответвлениях трубопровода. Следовательно, можно утверждать, что

$$q_1 = K_1 \sqrt{\frac{H}{l_1}}; \quad q_2 = K_2 \sqrt{\frac{H}{l_2}}; \ldots; \quad q_n = K_n \sqrt{\frac{H}{l_n}},$$

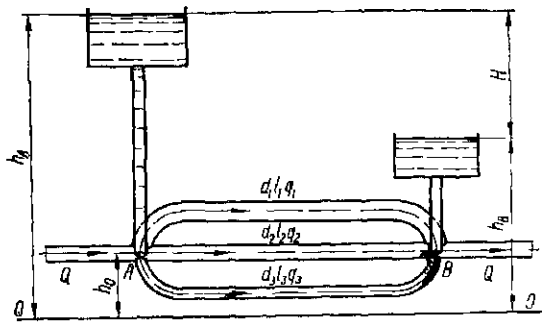


Рис. 58. Параллельное соединение трубопроводов.

где K_1, K_2, ..., K_n — модули расхода соответствующих ответвлений трубопровода. Таким образом, для трубопровода, имеющего n ответвлений, находим

$$Q = \sum_{m=1}^{n} q_m = \sqrt{H} \sum_{m=1}^{n} \sqrt{\frac{K_m^2}{l_m}}, \qquad (8.31)$$

где

$$H = q_1^2 \frac{l_1}{K_1^2} = q_2^2 \frac{l_2}{K_2^2} = \ldots = q_n^2 \frac{l_n}{K_n^2};$$

и, следовательно,

$$h_l = H = \frac{Q^2}{\left(\sum_{m=1}^{n} \frac{K_m}{\sqrt{l_m}} \right)^2}. \qquad (8.32)$$

РАСЧЕТ ВОДОПРОВОДОВ

Определим потери напора в водопроводах при транзитном, путевом и смешанном расходах.

Расчет водопровода, как и всякого трубопровода, в котором перемещается капельная жидкость, связан с определением гидравлических характеристик: напора H, расхода Q, диаметра d и т. д. Если в водопроводе расход жидкости происходит на

конце трубопровода или в каком-либо одном сечении, то методика расчета ничем не отличается от рассмотренных выше.

Однако в большинстве случаев водопроводы предназначены для раздачи воды многим потребителям. Особенностью такого водопровода является расход воды во многих точках по пути трубопровода. В связи с этим принято называть транзитным расход воды, осуществляемый на конце трубопровода или в каком-то определенном живом сечении в отличие от тех случаев, когда расход воды происходит во многих точках вдоль трубопровода. В последнем случае расход называется путевым. В инженериой практике часто встречаются водопроводы со смешанным расходом, когда в трубопроводе происходит одновременно и транзитный и путевой расходы.

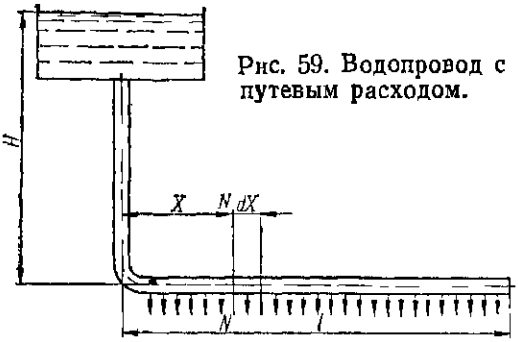


Рис. 59. Водопровод с путевым расходом.

Расчет водопроводов имеет ряд особенностей. Обозначим через $Q_{тр}$, $Q_{пт}$, $Q_{см}$ транзитный, путевой и смешанный расходы водопровода соответственно. Потери напора по длине водопровода при транзитном расходе обозначим $h_{тр}$, при путевом — $h_{пт}$, а при смешанном — $h_{см}$.

Предположим, что водопровод имеет большую длину и местными сопротивлениями можно пренебречь.

Расчет водопровода с транзитным расходом ие отличается от расчета трубопроводов общего назначения и, следовательно, потеря напора определяется величиной

$$h_{тр} = \frac{Q_{тр}^2}{K^2} l. \qquad (8.33)$$

Определим потери напора в водопроводе при иепрерывном путевом расходе (рис. 59). Пусть полный путевой расход по всей трубе — $Q_{пт}$. Тогда расход в сечении NN на расстоянии x от иачального сечения выразится величиной

$$Q_x = Q_{пт} - \frac{Q_{пт}}{l} x = Q_{пт} \frac{l - x}{l}.$$

Гидравлический или пьезометрический уклон в этом сечении согласно формуле (8.15) равен

$$i_x = \frac{Q_x^2}{K^2} = \frac{Q_{пт}^2 (l - x)^2}{K^2 l^2},$$

а потеря напора на элементе длины dx составит величину

$$i_x dx = \frac{Q_{пт}^2 (l - x)^2}{K^2 l^2} dx.$$

Проинтегрировав по всей длине водопровода это выражение от $x=0$ до $x=l$, получим полную потерю напора по длине

$$h_{пт}=\int_0^l \frac{Q_{пт}^2(l-x)^2}{K^2l^2}dx=\frac{Q_{пт}^2}{K^2l^2}\left(\int_0^l l^2dx-2l\int_0^l xdx+\int_0^l x^2dx\right)=$$

$$=\frac{Q_{пт}^2}{K^2l^2}l^3-2\frac{Q_{пт}^2}{K^2l^2}\frac{l^3}{2}+\frac{Q_{пт}^2}{K^2l^2}\frac{l^3}{3}=\frac{Q_{пт}^2\,l}{3K^2}\,.$$

$$h_{пт}=\frac{Q_{пт}^2\,l}{3K}\,. \qquad (8.34)$$

Таким образом, напор, потерянный на преодоление сопротивления по длиие при путевом расходе, в 3 раза меньше, чем потери при транзитном расходе.

Из зависимостей (8,33) и (8.34) следует, что при одинаковых потерях в водопроводе с транзитным и путевым расходами, т. е. в случае

$$h_{тр}=h_{пт};\quad \frac{Q_{тр}^2\,l}{K^2}=\frac{Q_{пт}^2\,l}{3K^2}\,,$$

путевой расход водопровода на 73% больше транзитного, так как

$$Q_{тр}=\frac{Q_{пт}}{\sqrt{3}};\quad Q_{пт}=1{,}73Q_{тр}.$$

Применяя ту же методику, найдем смешанный **расход водопровода** в произвольном сечении NN

$$h_{см}=\frac{Q_{тр}^2\,l}{K^2}\left(1+\frac{Q_{пт}}{Q_{тр}}+\frac{Q_{пт}^2}{3Q_{тр}^2}\right). \qquad (8.35)$$

Выражение (8.35) является общей зависимостью для определения потерь напора в водопроводе. Действительно, если определять по этой формуле потери напора по длиие водопровода в случае транзитного расхода, т. е. при $Q_{пт}=0$, получим

$$h_{см}=h_l=\frac{Q_{тр}^2}{K^2}\,l,$$

т. к. последние два члена уравнения (8.35) становятся равными нулю.

Если по этой формуле определять потери напора по длине водопровода в случае путевого расхода, т. е. при $Q_{тр}=0$, то

$$h_{см}=h_l=\frac{Q_{пт}^2}{3K^2}\,l.$$

Таким образом, приходим соответственно к формулам (8.33) и (8.34) для определения потерь напора при транзитном и путевом расходах водопровода.

СИФОННЫЙ ТРУБОПРОВОД

Сифониым трубопроводом или просто сифоном называют такой короткий трубопровод, часть которого находится выше уровия жидкости в питающем резервуаре и поэтому работает под вакуумом. Такой трубопровод применяют в тех случаях, когда необходимо перепускать жидкость из резервуара с более высоким уровием *I—I* в резервуар с более низким уровнем жидкости *0—0* при условии, что по пути трубопровод должеи, преодолевая преграду, подняться до некоторой высоты в плоскости *II—II*, положение которой в пространстве выше уровия *I—I* в питающем резервуаре на *h* метров (рис. 60).

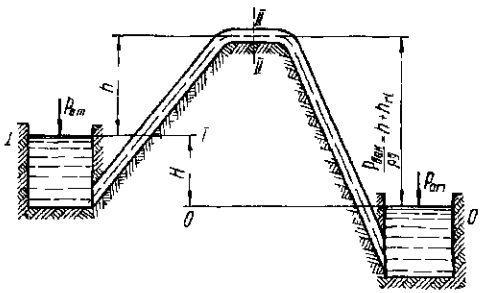


Рис. 60. Сифонный трубопровод.

Движение жидкости в сифонном трубопроводе происходит под действием атмосферного давления при условии, что в высшей точке сифона возникает вакуум. Для возникиовения вакуума в наивысшей точке сифоиа необходимо предварительиио весь трубопровод заполиить жидкостью. Для этого сначала закрывают отверстия с обоих концов и в верхней точке заполняют трубопровод жидкостью. Затем закрывают отверстие, через которое производится заполнение жидкостью, и одновременно открывают концевые отверстия трубопровода. В верхней части сифона образуется вакуум, и жидкость поступает из верхнего резервуара, выливаясь в нижний. Начальное заполнение сифоиного трубопровода можно производить и при помощи вакуумнасоса.

В практике проектирования сифонных трубопроводов часто возникает иеобходимость решеиия следующих задач:

а) известны — расход Q трубопровода, диаметр d, а также устройство трубопровода на восходящей лиии, т. е. задаи потерянный напор. Необходимо определить высоту вылета сифона h, т. е. превышение высшей точки сифонного трубопровода иад уровием жидкости в питающем резервуаре;

б) заданы расход Q и располагаемый напор H, т. е. разиость уровней в верхнем и иижнем резервуарах. Необходимо определить диаметр сифоиного трубопровода d;

в) задано превышение уровня в верхнем резервуаре относительно иижиего H, известны диаметр трубопровода d и его устройство. Необходимо рассчитать расход сифонного трубопровода Q.

Решение этих задач основано иа применении уравнения Бернулли для сечеиий *I—I* и *II—II* при условии, что плоскостью сравнения является плоскость *I—I* (рис. 60).

Будем считать, что верхний и нижний резервуары открыты, т. е. в плоскостях сечений *I—I* и *0—0* давление равно атмосферному. Предположим также, что уровни в резервуарах неизменны. Обозначив v_1 и v_2 — средние скорости в сечениях *I—I* и *II—II* соответственно и приняв $\alpha_1=\alpha_2=1$, запишем уравнение Бернулли в виде

$$z_1+\frac{p_1}{\rho g}+\frac{v_1^2}{2g}=z_2+\frac{p_2}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g}+h_{rl},$$

где по условию задачи: $z_1=0$; $p_1=p_{ат}$; $v_1=0$; $z_2=h$.
Следовательно

$$\frac{p_{ат}}{\rho g}=h+\frac{p_2}{\rho g}+\frac{v_2^2}{2g}+h_{rl}$$

или

$$\frac{p_{ат}-p_2}{\rho g}=h+\left(\frac{v^2}{2g}+h_{rl}\right). \qquad (8.36)$$

Абсолютное давление в жидкости в сечении *II—II* $p_2<p_{ат}$, т. е. разность между атмосферным и абсолютным давлением в высшей точке сифонного трубопровода определяет вакуум в этом сечении: $p_{ат}-p_2=p_{вак}$.

Преобразуем выражение, стоящее в скобках в правой части равенства (8.36), и получим

$$\frac{v_2^2}{2g}+h_{rl}=\frac{v_2^2}{2g}+\frac{v_2^2}{2g}\left(\sum\nolimits_1\zeta+\lambda\frac{l_1}{d_1}\right),$$

где λ, l_1, d_1 — соответственно коэффициент сопротивления трения по длине, длина и диаметр восходящей части сифонного трубопровода.

Тогда

$$\frac{v_2^2}{2g}+h_{rl}=\frac{v_2^2}{2g}\left(1+\sum\nolimits_1\zeta+\lambda\frac{l_1}{d_1}\right)=\frac{v_2^2}{2g}\zeta_{сист}, \qquad (8.37)$$

где $\zeta_{сист}=1+\Sigma_1\zeta+\lambda\frac{l_1}{d_1}$ — коэффициент сопротивления системы рассматриваемой части сифонного трубопровода. Таким образом, уравнение (8.36) может быть представлено в виде

$$\frac{p_{вак}}{\rho g}=h+\frac{v_2^2}{2g}\zeta_{сист}, \qquad (8.38)$$

откуда следует, что вакуум, создаваемый в высшей точке сифонного трубопровода, затрачивается на подъем жидкости на высоту вылета h и на преодоление всех гидравлических сопротивлений на восходящей части трубопровода.

Предельное значение вакуума не превышает 98,0665 кПа. Фактически достигается меньший вакуум, особенно в случае течения через сифон нагретой жидкости. Исходя из этих сообра-

жений и на основании зависимости (8.38) находим, что высота вылета сифона должна быть

$$h \leqslant \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g}\zeta_{\text{сист}}. \qquad (8.39)$$

На практике величина h обычно не превышает 7—8 м и зависит от температуры жидкости и гидравлического сопротивления восходящей части сифонного трубопровода. Если вакуум в верхней части вылета сифонного трубопровода достаточно велик и абсолютное давление при этом оказывается ниже давления паров жидкости при температуре в сифонном трубопроводе, то происходит вскипание жидкости и часть объема трубопровода в высших точках заполняется паром и выделяющимися из жидкости газами, которые были в ней растворены. Вследствие этого расход жидкости снижается и может вообще прекратиться, так как происходит разрыв струи.

Условие нормальной работы сифона можно найти, исходя из следующих соображений.

Располагаемая удельная энергия, заставляющая жидкость из питающего резервуара подниматься к высшей точке сифонного трубопровода (вылета) на высоту h, определяется величиной $\left(\frac{p_{\text{ат}}-p_2}{\rho g}\right)$. Эта удельная энергия затрачивается на подъем жидкости по вертикали на высоту h, на создание скоростного напора $\frac{v_2^2}{2g}$, соответствующего скорости жидкости в сифонном трубопроводе, и на преодоление всех гидравлических сопротивлений на восходящем участке трубопровода h_{rl}^{1-2} между рассматриваемыми сечениями *I—I* и *II—II*. Поэтому

$$\frac{p_{\text{ат}}-p_2}{\rho g} - h - h_{rl}^{1-2} - \frac{v_2^2}{2g} = 0. \qquad (8.40)$$

Очевидно, что вскипания жидкости не произойдет, если $\frac{p_2}{\rho g} > h_t$, где $\rho g h_t$ — давление насыщенных паров жидкости при температуре перекачивания. Значения величин $\rho g h_t$ или h_t обычно приводятся в справочной литературе.

Следовательно, условие предотвращения разрыва струи в высшей точке сифонного трубопровода из-за вскипания жидкости и заполнения верхней части вылета паром и газами может быть представлено неравенством

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - \left(h + h_{rl}^{1-2} + \frac{v_2^2}{2g}\right) > h_t,$$

из которого можно найти безопасную, с точки зрения разрыва струи, высоту вылета h сифонного трубопровода:

$$h \leqslant \frac{p_{\text{ат}}}{\rho g} - h_{rl}^{1-2} - \frac{v_2^2}{2g} - h_t.$$

Принимая во внимание уравнение (8.37), получим

$$h \leqslant \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g}\zeta_{сист} - h_t. \qquad (8.41)$$

Полученное выражение важно при определении высоты вылета сифонного трубопровода для нагретой жидкости.

Рассмотрим роль перепада уровней жидкости в верхнем и нижнем резервуарах H для работы сифонного трубопровода. Составим уравнение Бернулли для сечений *I—I* и *0—0*

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} + h_{rl}^{1-0},$$

где

$$z_1 = 0;\ \ p_1 = p_0 = p_{ат};\ \ v_1 = 0;\ \ z_0 = -H;\ \ v_0 = 0.$$

Учитывая, что полная потеря напора по всей протяженности сифонного водопровода

$$h_{rl}^{1-0} = \frac{v_2^2}{2g}\zeta_{сист}^{1-0}, \qquad (8.42)$$

где $v_1 = v_0 = 0$. Предположив, что уровни жидкости в резервуарах не изменяются, получим

$$-H + \frac{v_2^2}{2g}\zeta_{сист}^{1-0} = 0,$$

или

$$H = \frac{v_2^2}{2g}\zeta_{сист}^{1-0}. \qquad (8.43)$$

Из уравнений (8.42) и (8.43) следует, что разность между уровнями жидкости в верхнем и нижнем резервуарах H затрачивается на преодоление всех сопротивлений в системе сифонного трубопровода, т. е. располагаемый напор равен потерянному напору в системе:

$$H = h_{rl}^{1-0}. \qquad (8.44)$$

Совершенно очевидно, что при определенном значении коэффициента сопротивления системы скорость жидкости в трубопроводе, а следовательно, и расход прямо пропорциональны разности уровней H в резервуарах.

Очевидно также, что H не должно быть меньше h_{rl}^{1-0}, в противном случае жидкость перестанет перетекать из верхнего резервуара в нижний, а будет только заполнять трубопровод. При этом верхний и нижний резервуары будут служить для трубопровода гидравлическими затворами.

Приведем примеры решения типичных задач по расчету сифонных трубопроводов.

Задача 1. Вода из сборного колодца A подается в резервуар B с помощью сифонного трубопровода (рис. 61). Диаметр труб сифона $d=150$ мм. Определить максимальную высоту вылета h сифона при заданном расходе $Q=20$ л/с холодной воды. Длина восходящей части трубы $l_1=200$ м. Вход в трубу защищен сеткой $\zeta_c=5$.

Решение. Высоту вылета сифона определим из выражения (8.39)

$$h \leqslant \frac{p_{вак}}{\rho g} - \frac{v_2^2}{2g} \zeta_{сист},$$

где v_2 — средняя скорость в трубопроводе;

$\zeta_{сист}$ — коэффициент сопротивления восходящей ветви трубопровода от начала трубы в сборном колодце до сечения $II—II$.

Максимальный вакуум $p_{вак}$ который может быть создан в трубе, составляет техническую атмосферу, т. е.

$$p_{вак} = 98{,}066 \text{ кПа или } \frac{p_{вак}}{\rho g} = 10 \text{ м}.$$

Средняя скорость жидкости в трубопроводе

$$v_2 = \frac{Q \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0{,}02}{3{,}14 \cdot 0{,}15^2} \text{ м/с} = 1{,}13 \text{ м/с}.$$

Коэффициент сопротивлении системы может быть найден из выражения (8.37)

$$\zeta_{сист} = 1 + \sum_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1} = 1 + \zeta_c + \zeta_{90°} + \lambda \frac{l_1}{d_1}.$$

Принимаем $\zeta_{90°}=0{,}2$; $\lambda=0{,}03$, тогда

$$\zeta_{сист} = 1 + 5 + 0{,}2 + 0{,}03 \frac{200}{0{,}15} = 46{,}2.$$

Следовательно,

$$h \leqslant 10 - \frac{1{,}13^2}{19{,}62} \cdot 46{,}2 \text{ м, т. е. } h \leqslant 7 \text{ м}.$$

Практически для обеспечения надежной работы сифона высоту h следует принимать менее 7 м.

Задача 2. Определить диаметр сифонного трубопровода при следующих условиях (рис. 61): разность уровней $H=6$ м; длина трубопровода сифона с учетом эквивалентной длины местных сопротивлений $L_1=l_1+l_{экв}=250$ м; необходимый расход $Q=50$ л/с$=0{,}05$ м^3/с.

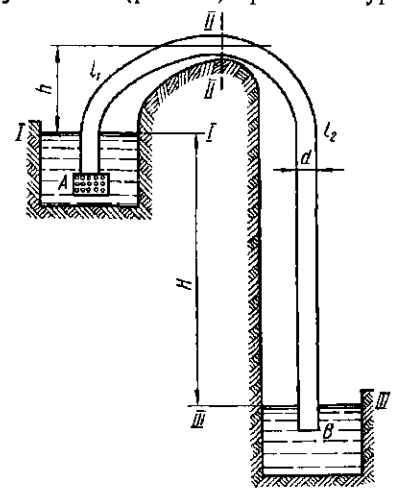


Рис. 61. Схема к расчету сифонного трубопровода.

Решение. Из формул (8.43) и (8.44) находим

$$h_{тр} = H = \frac{v_2^2}{2g} \zeta_{сист} = \frac{Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d^4} \zeta_{сист},$$

откуда

$$Q = d^2 \sqrt{\frac{9{,}81 \cdot 3{,}14^2}{8}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{H}{\zeta_{сист}}} = 3{,}48 d^2 \sqrt{\frac{H}{\zeta_{сист}}}.$$

Диаметр d может быть найден методом последовательного приближения, так как в этом уравнении коэффициент сопротивления системы $\zeta_{сист}$ является функцией от d. На основании выражения $Q=k\sqrt{\iota}$

находим

$$Q = K\sqrt{\frac{H}{L_1}},$$

откуда

$$K = Q\sqrt{\frac{L_1}{H}} = 0{,}05\sqrt{\frac{250}{6}}\ \text{м}^3/\text{с} = 0{,}334\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Из табл. 16 находим, что ближайший диаметр трубопровода, соответствующий полученному значению модули расхода, будет $d=200$ мм.

Оценим погрешность определения диаметра d, подставив соответствующие значении величии в формулу

$$Q = 3{,}48d^2\sqrt{\frac{H}{\zeta_{\text{сист}}}},$$

а полученный результат расчета сравним с заданным по условию задачи расходом Q.

Предварительно найдем коэффициент сопротивления системы

$$\zeta_{\text{сист}} = 1 + 5 + 2\cdot 0{,}2 + 0{,}03\frac{250}{0{,}2} = 43{,}7.$$

Следовательно,

$$Q = 3{,}48\cdot 0{,}2^2\sqrt{\frac{6}{43{,}7}}\ \text{м}^3/\text{с} = 0{,}139\sqrt{0{,}137}\ \text{м}^3/\text{с} = 0{,}051\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Таким образом, рассчитанный диаметр трубопровода $d=200$ мм обеспечивает необходимую подачу воды с небольшим запасом.

Задача 3. Определить расход Q сифонного трубопровода диаметром $d=100$ мм при остальных условиях, указанных в предыдущей задаче.

Р е ш е н и е.

$$\zeta_{\text{сист}} = 1 + \zeta_c + 2\zeta_{90^\circ}^{\text{кол}} + \lambda\frac{L_1}{d} = 1 + 5 + 2\cdot 0{,}2 + 0{,}03\frac{250}{0{,}1} = 81{,}2;$$

$$Q = 3{,}48d^2\sqrt{\frac{H}{\zeta_c}} = 3{,}48\cdot 0{,}1^2\sqrt{\frac{6}{81{,}2}}\ \text{м}^3/\text{с} = 0{,}0348\sqrt{0{,}074}\ \text{м}^3/\text{с} =$$

$$= 0{,}0095\ \text{м}^3/\text{с}.$$

ПРИНЦИП ЭКОНОМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

В технической практике известны различные случаи расчета диаметра трубопровода при заданной подаче. Часто напор, под которым жидкость входит в трубопровод, известен. В этом случае решение задачи сводится к определению такого диаметра трубопровода, при котором располагаемый напор H равнялся бы потеряиному напору h_r.

Иногда необходимо определить диаметр трубопровода на заданный расход при неизвестном напоре. В таком случае технический расчет диаметра трубопровода без привлечения дополнительных условий оказывается невозможным, так как любому диаметру трубопровода соответствует определенный потерянный

напор, а располагаемый напор неизвестен. На практике в качестве такого дополнительного условия обычно используется экономическая зависимость, заключающаяся в том, что с увеличением диаметра трубопровода становится дороже сам трубопровод, а также его укладка. При этом иногда уменьшаются затраты на сооружение насосной станции или напорного резервуара, так как с увеличением диаметра уменьшаются потери напора $h_{тр}$, а следовательно, и необходимый напор H для преодоления этих сопротивлений.

Противоположное явление наблюдается при уменьшении диаметра трубопровода. Капитальные затраты на сооружение уменьшаются, а эксплуатационные расходы увеличиваются.

Очевидно, наиболее выгодным окажется такой диаметр трубопровода, при котором суммарная величина капитальных затрат на сооружения и затрат на эксплуатацию в единицу времени, например, за 1 год, окажется наименьшей.

Для решения поставленной задачи воспользуемся графоаналитическим методом расчета. Пусть капитальные затраты (в рублях) на сооружение трубопровода составляют $S_{тр}$, а затраты на насосную станцию — $S_{нас.ст}$. Примем затраты на амортизацию (декретируемые государством), соответственно, n_1 % в год и ежегодные затраты на текущий ремонт n_2 %. Тогда ежегодные затраты по основным фондам, т. е. на оборудование трубопровода и насосной станции, составят

$$S_1 = (S_{тр} + S_{нас.ст}) \frac{n_1 + n_2}{100}.$$

Эксплуатационные расходы на перекачку жидкости в год можно посчитать, установив общую стоимость единицы энергии, например, стоимость 1 кВт·ч с учетом затрат на обслуживание, а также определив необходимое количество энергии в течение 1 г.

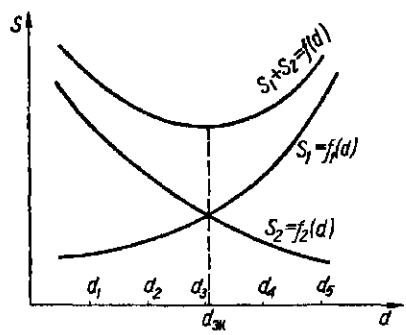


Рис. 62. График к расчету наиболее экономичного диаметра трубопровода.

Пусть стоимость 1 кВт·ч с учетом затрат на обслуживание, смазку и прочее определится величиной P, а потребление энергии в год на перекачку составит E кВт·ч. При этом эксплуатационные расходы, т. е. расходы на перекачку жидкости в год, составят

$$S_2 = PE.$$

Определив величины S_1 и S_2 для нескольких диаметров трубопровода, построим зависимости $S_1=f_1(d)$ и $S_2=f_2(d)$ (рис. 62). Просуммировав величины S_1 и S_2, получим суммарную зависимость $S_1+S_2=f(d)$. Проведем прямую, параллельную оси абсцисс, касательную к полученной суммарной кривой $S_1+S_2=f(d)$, и из

точки касания опустим перпендикуляр до пересечения с абсциссой. Точка пересечения с абсциссой указывает наиболее экономичный диаметр трубопровода $d_{эк}$.

В связи с тем, что при заданном расходе Q выбор скорости течения v определяет диаметр трубопровода, в инженерной практике чаще всего пользуются понятием наиболее экономичной скорости $v_{эк}$, которая соответствует экономичному диаметру трубопровода $d_{эк}$. В пищевой промышленности в результате технико-экономических расчетов установлены нормативы скорости жидкостей в трубопроводах для того, чтобы обеспечить применение экономичных диаметров трубопроводов. Так, например, для трубопроводов, применяемых в пищевой промышленности, установлены наиболее экономичные скорости при перекачке, м/с:

Жидкие соки, промон, вода	0,7—1,5
Сиропы	0,5—1,0
Патока	0,3—0,6
Воздух и газы	10—40
Пары	15—50

Глава девятая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБАХ. ТЕОРИЯ Н. Е. ЖУКОВСКОГО

Н. Е. Жуковским доказан волновой характер распространения ударного давления. Он также установил, что для идеальной несжимаемой жидкости в неупругом трубопроводе при мгновенном закрытии задвижки скорость распространения ударной волны равна скорости звука в данной среде. Для реальной жидкости в упругом трубопроводе Н. Е. Жуковским найдена поправка для более точного определения скорости распространения ударной волны, учитывающая сжатие жидкости и расширение трубопровода. Все это дает возможность заранее определить ударное давление, которое может возникнуть в трубопроводе при мгновенном перекрытии запорных приспособлений, а также предпринять меры для предотвращения гидравлических ударов в трубах.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДАРНОГО ДАВЛЕНИЯ

Рассмотрим физические процессы, происходящие в заполненном жидкостью трубопроводе в случае мгновенного или очень быстрого закрытия задвижки (рис. 63).

При мгновенном закрытии задвижки *3* жидкость в трубопроводе останавливается скачком и давление поднимается вследствие преобразования кинетической энергии в потенциальную. Такой процесс называют прямым гидравлическим ударом.

Повышение давления происходит сначала только у самой задвижки в сечении $B—B$. Затем это состояиие жидкости передается по трубе по закону распространения волнообразного движеиия. Если обозиачить скорость распространиения повышенного или ударного давлеиия в жидкости через c, то за элементарный

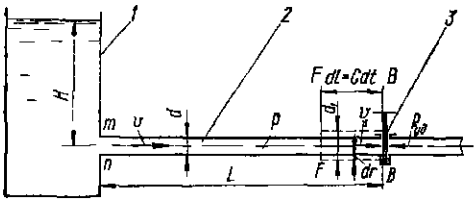


Рис. 63. Прямой гидравлический удар. Обозначения.

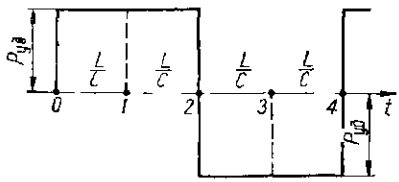


Рис 64. Теоретическая зависимость давления у задвижки при прямом гидравлическом ударе.

промежуток времеии dt волна ударного давления распространится на расстояние dl от задвижки, т. е. до сечения $F—F$

$$dl = cdt. \tag{9.1}$$

За некоторый коиечный промежуток времени Δt_1 после момеита закрытия задвижки процесс повышения давления в трубопроводе, распространяясь по иаправлению, противоположиому движению жидкости до удара, достигнет резервуара *1* на расстоянии L от задвижки, причем $\Delta t_1 = \frac{L}{c}$ (рис. 64, участок *0—1*) при однородности жидкости и соответственно материалу трубопровода по всей его длиие.

Объем резервуара достаточно большой по сравнению с объемом жндкости в трубопроводе. Поэтому распространение гидравлического удара в трубе не скажется на уровие и состоянии жидкости в резервуаре. Давление жидкости в сечении $m—n$ трубопровода при входе в резервуар при этом будет соответствовать напору H, а в сечении $B—B$ у задвижки будет продолжать действовать ударное давление $p_{уд}$.

Итак, через промежуток времеии Δt_1 после момента закрытия задвижки *3* во входиом сечеиии $m—n$ трубопровода должно возникиуть давление $p_{уд}$, которое больше гидростатического давления, соответствующего напору H. Направлено это давление в сторону резервуара из трубы и поэтому жидкость придет в движение в сторону меиьшего давления. При этом давление в этом сечении начнет снижаться н волна пониженного давления будет распространяться с той же скоростью c в иаправлении от резервуара к задвижке. Через последующий промежуток време-

ни $\Delta t_2 = \frac{2L}{c}$ волна пониженного давления достигнет задвижки (рис. 64, участок *1—2*). Период времени $T = \frac{2L}{c}$ называют фазой удара.

Затем волна пониженного давления начинает распространяться от сечения *B—B* к сечению *m—n* и достигает его через $\Delta t_3 = \frac{3L}{c}$ от момента возникновения гидравлического удара (рис. 64, участок *2—3*). В этот момент в сечении *m—n* при выходе трубы из резервуара возникает начальное давление, обусловленное статическим напором *H*, которое распространяется в сторону задвижки и достигает ее через

$$\Delta t_4 = \frac{4L}{c}.$$

К моменту t_4 в трубопроводе восстанавливается нормальное давление и нормальная скорость, но так как задвижка закрыта, то возникает новый гидравлический удар и цикл повторяется.

Фактически вследствие действия гидравлических сопротивлений процесс имеет затухающий характер. В связи с тем, что при значительной скорости движения жидкости и при мгновенном закрытии задвижки в трубопроводе сильно возрастает давление, превосходящее начальное значение во много раз, следует полагать, что происходит некоторое сжатие жидкости и некоторое расширение (увеличение диаметра) трубопровода.

Обозначим начальный диаметр трубопровода (до гидравлического удара) $d = 2r$; диаметр трубопровода после гидравлического удара $d_1 = 2r_1$; причем, $r_1 - r = dr$ (см. рис. 63).

Пусть начальная скорость жидкости до удара v_1, а после удара у задвижки v_2. Обозначим начальное давление в трубопроводе через p, а конечное давление гидравлического удара — $p_{уд}$.

Для определения ударного давления $p_{уд}$ применим закон количества движения к участку трубопровода у самой задвижки, ограниченному сечениями *B—B* и *F—F*. В соответствии с этим законом изменение количества движения системы за некоторый промежуток времени равно импульсу всех сил, действующих на эту систему за тот же промежуток времени. Аналитически этот закон выражается в равенстве проекции изменения количества движения на направление движения проекции импульса всех сил на то же направление

$$mv_2 - mv_1 = \sum p_i t_i. \qquad (9.2)$$

Если в течение времени *dt* после мгновенного закрытия задвижки наблюдать за участком трубопровода, ограниченным сечениями *B—B* и *F—F*, который будем называть отсеком *FB*, то обнаружим следующее.

После закрытия задвижки в сечении $B—B$ жидкость останавливается и скорость v_2 становится равной нулю. Следовательно, изменение количества движения жидкости в отсеке FB будет равно $(-mv_1)$. Величина $(-mv_1)$ определяется количеством движения той жидкости, которая к моменту гидравлического удара находилась в отсеке FB и двигалась со скоростью v_1, а также количеством движения жидкости, которая «втиснулась» в этот отсек вследствие сжатия жидкости и расширения трубопровода. Предполагаем, что плотность жидкости, дополнительно вошедшей в отсек вследствие расширения трубопровода, равна начальной плотности ρ, а скорость, с которой она двигалась в отсек, равна начальной скорости жидкости $v=v_1$.

Итак, количество движения жидкости, которая находилась в отсеке к моменту гидравлического удара, определится величиной $\pi r^2 dl\rho v$, а количество движения жидкости, дополнительно вошедшей в отсек FB, можно определить выражением $2\pi r dr dl\rho v$.

Определим сумму импульсов сил, действующих на отсек FB. Она состоит из импульса силы гидродинамического давления, обусловленного начальным давлением p на начальное сечение трубопровода $+p\pi r^2 dt$ (направление импульса вдоль движения — положительное). В указанную сумму входит также импульс, равный произведению дополнительной силы, действующей в том же направлении, на приращение поперечного сечения трубы вследствие ее расширения $+p2\pi r dr dt$, а также импульс силы, обусловленной ударным давлением $p_{уд}$, действующим в противоположном направлении $-p_{уд}\pi r^2 dt$.

Следовательно, сумма импульсов всех сил, действующих на отсек FB за время dt, составит величину

$$\sum_i p_i t_i = p\pi r^2 dt + p2\pi r dr dt - p_{уд}\pi r_1^2 dt.$$

Таким образом, закон количества движения, выраженный уравнением проекций на направление движения, примет вид

$$-\pi r^2 dl\rho v - 2\pi r dr dl\rho v = p\pi r^2 dt + p2\pi r dr dt - p_{уд}\pi r_1^2 dt. \qquad (9.3)$$

Пренебрегая бесконечно малыми величинами второго порядка, получим

$$-\pi r^2 dl\rho v = p\pi r^2 dt - p_{уд}\pi r_1^2 dt. \qquad (9.4)$$

Допустив с некоторой погрешностью, что $r_1=r$ и, разделив обе части равенства (9.4) на $\pi r^2 dt$, получим

$$\rho\frac{dl}{dt}v = p - p_{уд},$$

или

$$p_{уд} = p + \rho cv, \qquad (9.5)$$

где c — скорость распространения ударного давления в трубопроводе, равная скорости звука в данной среде.

В расчетах обычно принимают значение (формула Жуковского)

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_ж}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_ж}{E}\frac{d}{s}}}, \qquad (9.6)$$

где $E_ж$ и E — модули упругости соответственно жидкости и материала стенки трубы;

s — толщина стенки трубы.

Из приведенной формулы видно, что если материал стенки трубопровода не упругий, т. е. $E = \infty$, то скорость распространения ударного давления в трубопроводе равна скорости распространения продольной волны в среде, которая заполняет трубопровод, например, скорости распространения звука в данной среде

$$c_ж = \sqrt{\frac{E_ж}{\rho}}, \qquad (9.7)$$

где $\sqrt{\frac{E_ж}{\rho}}$ — скорость распространения звуковой волны в среде, модуль упругости которой $E_ж$, а плотность ρ.

Обычно для пресной воды при нормальной температуре $c_ж = 1425$ м/с. Поэтому скорость распространения ударной волны в упругом трубопроводе, заполненном водой, при прямом гидравлическом ударе определяется величиной

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_ж}{E}\frac{d}{S}}}. \qquad (9.8)$$

Наконец, ударное давление в круглой трубе с учетом формул (9.5) и (9.6) может быть определено выражением

$$p_{уд} = p + \rho v \frac{c_ж}{\sqrt{1 + \frac{E_ж}{E}\frac{d}{S}}}. \qquad (9.9)$$

Все приведенные выше зависимости относятся к прямому гидравлическому удару, т. е. к такому удару, который получается, если отраженная волна (пониженного давления) не успевает подойти к задвижке до ее полного закрытия.

При постепеином закрытии задвижки. т. е. при непрямом гидравлическом ударе, получающемся, когда отраженная волна успевает подойти к задвижке до ее полного закрытия, явление гидравлического удара усложняется.

Для приближенного определения ударного давления в случае постепенного закрытия задвижки можно пользоваться формулой

$$p_{уд} = p + \rho v c \frac{T}{t}, \qquad (9.10)$$

где T — время закрытия задвижки;
t — фаза гидравлического удара.

ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ ПРЯМОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ТРУБАХ. ЛОКАЛИЗАЦИЯ И СНИЖЕНИЕ УДАРНОГО ДАВЛЕНИЯ

Предотвратить гидравлический удар при использовании запорных приспособлений в трубопроводах, исходя из самого определения гидравлического удара,— нельзя. Можно лишь ослабить действие прямого гидравлического удара и его разрушительные последствия.

На основе анализа зависимости $p_{уд}=p+\rho c v \frac{T}{t}$ можно указать следующие меры по снижению давления $\left(\rho c v \frac{T}{t}\right)$, связанного с возникновением непрямого гидравлического удара в трубопроводе до технически допустимого уровня.

1. Для предотвращения прямого гидравлического удара необходимо, чтобы время закрытия задвижки или другого запорного приспособления было больше фазы удара, т. е.

$$t > T = \frac{2L}{c}. \qquad (9.11)$$

Отсюда следует, что запорные приспособления по своей конструкции должны исключать возможность очень быстрого, а тем более мгновенного перекрытия трубопровода. Поэтому в последнее время стараются избегать применения пробочных кранов, а вместо них устанавливают вентили или задвижки. С этой точки зрения при высоком давлении и больших скоростях течения жидкости в длинных трубопроводах целесообразно применение мелкой многовитковой резьбы на шпинделях задвижек или вентилей.

Из зависимостей (9.10) и (9.11) видно, что чем больше длина L трубопровода (от задвижки до резервуара), тем больше фаза удара T и, при прочих равных условиях, больше оснований для возникновения прямого гидравлического удара и ударного давления, превышающего границы безопасности для трубопровода.

2. Для ослабления вредного влияния гидравлического удара на прочность трубопровода, его стыков и соединений применяют

различного типа предохранительные клапаны и воздушные колпаки, устанавливаемые вблизи запорных приспособлений, являющихся источником гидравлических ударов. Предохранительные клапаны и воздушные колпаки амортизируют удары, возникающие в жидкости, удаляя некоторый объем жидкости из трубопровода в момент удара, а также локализуют распространение ударной волны в пределах расстояния от запорного приспособления, являющегося источником гидравлического удара до воздушного колпака или предохранительного клапана.

Глава десятая

ИСТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ, НАСАДКИ И ВОДОСЛИВЫ

В пищевых производствах по условиям технологии между заводскими стаициями приходится транспортировать большие количества жидкостей различиой вязкости. Так, например, вязкость спирта составляет всего 0,013 пуаз, а вязкость коицентрированного сахарного сиропа достигает 400 пуаз.

В соответствии с технологической схемой производства этими продуктами периодически заполняются различные аппараты и резервуары, которые впоследствии опорожняются. Кроме того, в некоторых отраслях промышлениости: пивоварениой, молочиой, ликеро-водочной и других, готовую продукцию разливают в различную посуду.

Все эти операции производятся зачастую в условиях истечения жидкости из отверстий и коротких труб. Для расчета расхода таких отверстий нельзя пользоваться зависимостями, выведенными ранее для идеальной жидкости. При истечеиии из отверстий реальных жидкостей возиикают своеобразиые местные гидравлические сопротивления, влияющие на скорость и расход.

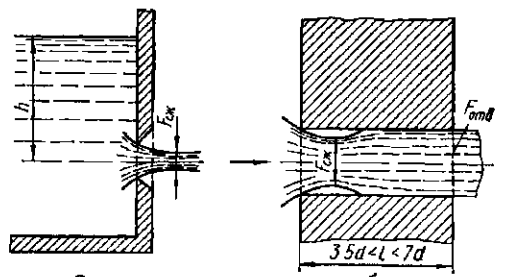


Рис. 65. Истечеиие жидкости из отверстий в тоикой (*а*) и толстой (*б*) стенках.

В зависимости от характера течения в гидравлике различают истечение из отверстия в тонкой и толстой стеиках.

Тонкой иазывают стеику, которая образует у отверстия заостренную кромку. При этом толщина стенки у отверстия должна быть настолько малой, чтобы не оказывать на струю никакого влияния, кроме самого размера отверстия. К тонким обычно отиосят стенки толщиной $s<0{,}2d$ (при круглых отверстиях).

Толстой называют стенку, толщина которой более 3,5 характерных размеров отверстия в ней.

Форма, относительные размеры и характер струй при истечении из отверстий в тоиких и толстых стенках отличаются друг от друга. Так, при истечении из отверстия в тонкой стенке (рис. 65, *а*) наблюдается сжатие струи при прохождении жидкости через отверстие. Наиболее сжатое сечение располагается за отверстием, примерно, на расстоянии $0{,}5\,d$ от наружной поверхности стенки.

Если толщина стеики $3{,}5\,d \leqslant s < 7\,d$, то сжатие струи происходит только при входе в отверстие (рис. 65, *б*), а затем струя как бы прилипает к стенкам отверстия и вытекает из иего полиым сечеиием.

В зависимости от распределения давления по сечению различают малые и большие отверстия. Причем, малым называют такое отверстие в боковой стенке сосуда, измененнем давления по высоте сечения которого можно пренебречь. Большим считают такое отверстие, размер живого сечеиия которого по вертикали $z > 0{,}1\,H$, где H — напор над отверстием.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИСТЕЧЕНИЯ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ МАЛЫЕ ОТВЕРСТИЯ В ТОНКОЙ СТЕНКЕ

Определим скорость истечения жидкости через малое отверстие в тоикой стенке, при условии, что в резервуаре поддерживается постоянный уровеиь h. Будем считать, что резервуар открыт и истечение происходит в атмосферу (рис. 66, *а*).

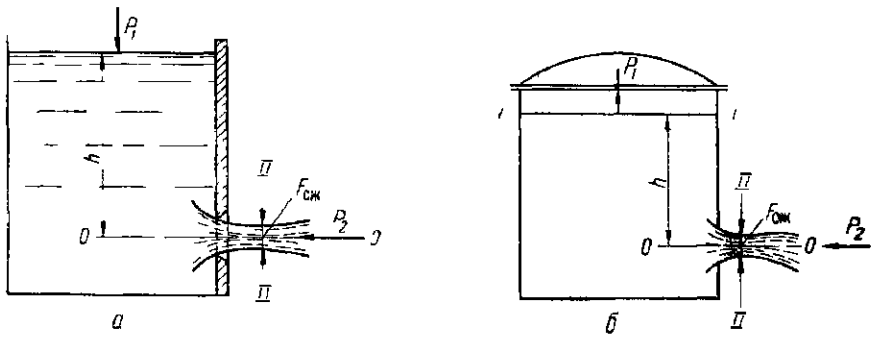


Рис. 66. Истечеиие жидкости через малое отверстие в тоикой стенке при поддержании постоянного уровия в резервуаре для случаев открытого резервуара (*а*) и под давлеиием выше атмосферного (*б*).

Составим уравнение Бернулли для двух сечений *I—I* и *II—II* отиосительио горизоитальиой плоскости *0—0*, проходящей через ось струи. Учитывая, что сечение *I—I* совпадает с поверхиостью

жидкости в резервуаре, а сечение *II—II* проходит через сжатое сечение струи, которое в центре пересекается осью отверстия *0—0* находим

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_r. \qquad (10.1)$$

В соответствии с оговореиными условиями задачи и принятыми обозначениями в уравиении (10.1) следует принять:

1) $p_1 = p_2 = p_{ат}$, так как резервуар открыт, а истечение происходит в атмосферу;

2) $v_1 = 0$, так как уровень жидкости поддерживается постоянным $h = \text{const}$;

3) $z_2 = 0$; $z_1 = h$.

Кроме того, будем считать, что потери напора h_r определяются местным сопротивлением при течении жидкости через отверстие, т. е.

$$h_r = \zeta \frac{v_2^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент местиого сопротивления, отнесенный к скорости в расчетиом сечении.

Итак, для рассматриваемого случая уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_{ат}}{\rho g} = \frac{p_{ат}}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g}.$$

Откуда следует, что

$$h = \frac{v_2^2}{2g}(\alpha_2 + \zeta_1),$$

а скорость истечения реальной жидкости из отверстия

$$v_2 = \sqrt{\frac{1}{\alpha_2 + \zeta}} \cdot \sqrt{2gh}. \qquad (10.2)$$

Величину $\sqrt{\frac{1}{\alpha_2+\zeta}}$, корректирующую значение действительной скорости реальной жидкости относительно теоретической скорости идеальной жидкости, называют коэффициентом скорости и обозначают

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{\alpha_2 + \zeta}}. \qquad (10.3)$$

Коэффициент α_2 часто принимают равным единице ($\alpha_2 = 1$), при этом коэффициеит скорости

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}}. \qquad (10.4)$$

Следовательно, скорость реальной жидкости при истечении из отверстия для указанных выше условий определяется величиной

$$v_2 = \varphi \sqrt{2gh}. \qquad (10.5)$$

Рассмотрим теперь случай истечения жидкости из отверстия в резервуаре с тонкой стенкой при условии, что резервуар закрыт (рис. 66, *б*) и давление $p_1 > p_2$, но уровень жидкости в резервуаре поддерживается постоянным.

Для этого случая уравнение Бернулли примет вид

$$h + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g},$$

откуда

$$v_2 = \sqrt{\frac{1}{\alpha_2 + \zeta}} \sqrt{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)} = \varphi \sqrt{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}. \qquad (10.6)$$

В соответствии с формулами (10.5) и (10.6) находим

$$\varphi = \frac{v_2}{\sqrt{2gh}} \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{v_2}{\sqrt{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}}, \qquad (10.7)$$

где v_2 — действительная скорость истечения жидкости из отверстия.

Из сравнения зависимостей (10.7) с выражениями (3.27) и (3.28) следует, что коэффициент скорости φ представляет собой отношение действительной скорости при истечении из отверстия реальной жидкости к теоретической скорости, выведенной для идеальной жидкости.

В пищевых производствах часто применяют аппараты таких систем, в которых жидкость перетекает из одного резервуара в другой, причем перетекание происходит под уровень уже имеющейся в аппарате жидкости. Иногда встречается целая технологическая цепь (кристаллизаторы утфеля на сахарных заводах), состоящая из нескольких резервуаров с последовательным перетеканием жидкости из одного резервуара под уровень в другом, т. е. истечение жидкости происходит через затопленные отверстия.

Такое перемещение жидкости возможно под действием соответствующей разности уровней в резервуарах или разности внешнего давления. Возможно также совокупное влияние указанных факторов на процесс перетекания жидкости из резервуара в резервуар.

Определим скорость перетекания жидкости через затопленное отверстие (рис. 67), для чего составим уравнение Бернулли для сечений *I—I* и *II—II*. Предполагаем, что разность уровней h в резервуарах остается постоянной. Пусть перетекание происхо-

дит через отверстие в тонкой стенке и внешние давления на поверхностях жидкости в резервуарах неодинаковы ($p_1 \neq p_2$); жидкость в обоих резервуарах однородиая, плотность которой ρ; а коэффициенты $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

Исходя из этих условий, запишем уравнение Бернулли для сечений *I—I* и *II—II* в виде

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2 + \rho g H_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g},$$

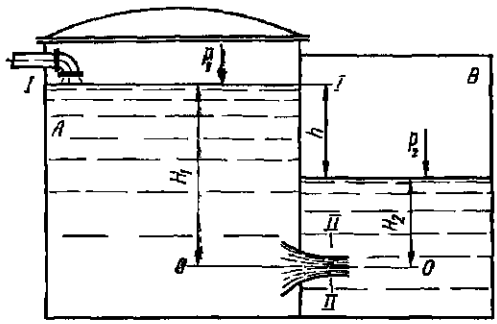


Рис. 67. Истечение жидкости через затопленное отверстие.

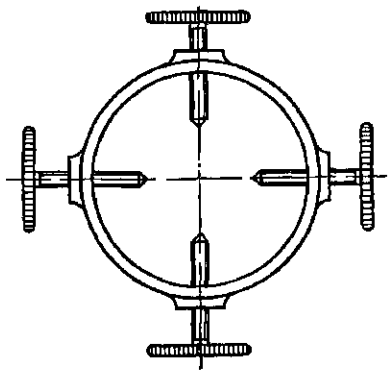


Рис. 68. Приспособление для измерения сжатого сечения струи.

где ζ — суммарный коэффициент сопротивления, учитывающий потери энергии жидкости на преодоление сопротивления самого отверстия и при выходе струи под уровень резервуара.

Учитывая, что $H_1 - H_2 = h$, находим

$$h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g}(1 + \zeta),$$

откуда

$$v_2 = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} \cdot \sqrt{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)} = \varphi \sqrt{2g\left(h + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}, \qquad (10.8)$$

где h — разность уровней в резервуарах.

Многочисленными опытами установлено, что при истечении маловязкой жидкости, например воды, из отверстий в тонкой стенке коэффициент скорости $\varphi \approx 0{,}97$. Поэтому в соответствии с формулой (10.4) коэффициент сопротивления отверстия в тонкой стенке

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0{,}97^2} - 1 = 0{,}063. \qquad (10.9)$$

Зиая скорость в сжатом сечении струи $v_2=\varphi\sqrt{2g\left(h+\frac{p_1-p_2}{\rho g}\right)}$, можно было бы определить расход жидкости через отверстие в тонкой стенке при условии, что сжатое сечение струи известно.

Это сечение может быть измерено при помощи специального измерительного приспособления, представляющего собой кольцо с микрометрическими винтами (рис. 68), или с помощью обычного штангенциркуля с ноиусом. Такие измерения проводятся в лабораториях и при специальных наблюдеииях в практике.

В технических расчетах для определения расхода через отверстие в тонкой стенке площадь сжатого сечения струи $F_{сж}$ выражают через коэффициент сжатия струи ε:

$$F_{сж}=\varepsilon F_{отв}, \tag{10.10}$$

где $F_{отв}$ — площадь сечения отверстия.

Опытным путем установлено, что для маловязких жидкостей, таких как вода, спирт, коэффициент сжатия струи при истечении через отверстие в тонкой стенке $\varepsilon=0{,}64$.

Чтобы определить коэффициент сжатия для круглого отверстия, достаточио измерить диаметр сжатой струи $d_{сж}$ и диаметр отверстия $d_{отв}$, так как

$$\varepsilon=\frac{d_{сж}^2}{d_{отв}^2}.$$

Таким образом, обычное выражение закона постоянства расхода (иеразрывности потока) для рассматриваемого случая может быть представлено в виде

$$Q=vF=\varepsilon\varphi F_{отв}\sqrt{2g\left(h+\frac{p_1-p_2}{\rho g}\right)}. \tag{10.11}$$

Произведение $\varepsilon\varphi$ называют коэффициентом расхода и обозначают

$$\mu=\varepsilon\varphi. \tag{10.12}$$

Учитывая, что при истечении маловязкой жидкости через отверстие в тонкой стенке $\varphi=0{,}97$, а $\varepsilon=0{,}64$, коэффициент расхода

$$\mu=\varphi\varepsilon=0{,}97\cdot0{,}64=0{,}62. \tag{10.13}$$

С учетом выражения (10.12) расход реальной жидкости при истечении через отверстие может быть определен зависимостью

$$Q=\mu F_{отв}\sqrt{2g\left(h+\frac{p_1-p_2}{\rho g}\right)}. \tag{10.14}$$

Этой зависимостью можно пользоваться в общем случае для определеиия расхода жидкости через отверстие при $p_1>p_2$, если значения h и $\frac{p_1-p_2}{\rho g}$ соизмеримы.

В производственной практике часто для быстрого опорожнения закрытых резервуаров создают над свободной поверхностью жидкости значительное избыточное давление. Так поступают, нагнетая компрессором воздух для вытеснения молока из бака. Часто для подачи готового пива на розлив нагнетают в закрытый бак с пивом углекислый газ. В этих случаях $\frac{p_1-p_2}{\rho g} >> h$ и формула (10.14) принимает вид

$$Q = \mu F_{отв} \sqrt{2g \frac{p_1-p_2}{\rho g}} = \mu F_{отв} \sqrt{2 \frac{p_1-p_2}{\rho}}. \quad (10.15)$$

Если же сосуд открыт и истечение происходит в атмосферу, то $p_1 = p_2$, т. е.

$$Q = \mu F_{отв} \sqrt{2gh}. \quad (10.16)$$

Из зависимости (10.14) следует, что коэффициент расхода μ равен отношению действительного расхода при истечении реальной жидкости из отверстия к теоретическому расходу при истечении идеальной жидкости:

$$\mu = \frac{Q}{F_{отв} \sqrt{2g \left(h + \frac{p_1-p_2}{\rho g} \right)}}. \quad (10.17)$$

СОВЕРШЕННОЕ, НЕСОВЕРШЕННОЕ И НЕПОЛНОЕ СЖАТИЕ СТРУИ

Ранее были рассмотрены закономерности и коэффициенты истечения жидкости из малых отверстий в тонкой стенке при условии, что при течении жидкости через отверстие к нему направляются струйки жидкости, расположенные в резервуаре не только против самого отверстия, но и в стороне от него. Вследствие этого происходит скрещивание траекторий струек, обусловливающее сжатие струи при выходе из отверстия.

Такая картина истечения наблюдается в том случае, если внутри резервуара нет близко расположенных к отверстию стенок (рис. 69, *а*). Здесь струйки и их направления формируются произвольно под влиянием свободного притекания частиц жидкости из резервуара вследствие освобождения пространства у отверстия вытекающей струей. При этом условия сжатия струи одинаковы со всех сторон. Такое сжатие струи называется совершенным.

Если же вблизи от отверстия расположена стенка, то она оказывает направляющее действие на частицы жидкости, движущиеся к отверстию (рис. 69, *б*). Чем ближе стенка к кромкам отверстия, тем ее направляющее действие больше, а сжатие струи менее совершенно. В таких случаях говорят о несовершенном сжатии струи.

Несовершенство сжатия струи возникает в том случае, если расстояние l от стенки до ближайшей кромки отверстия становится меньше трех диаметров круглого отверстия или утроенной длины соответствующей стороны некруглого отверстия $l<3d$ или $l<3a$ (рис. 69, *в*).

Если в какой-либо части периметра отверстия стенка непосредственно примыкает к нему, то по этой части периметра сжа-

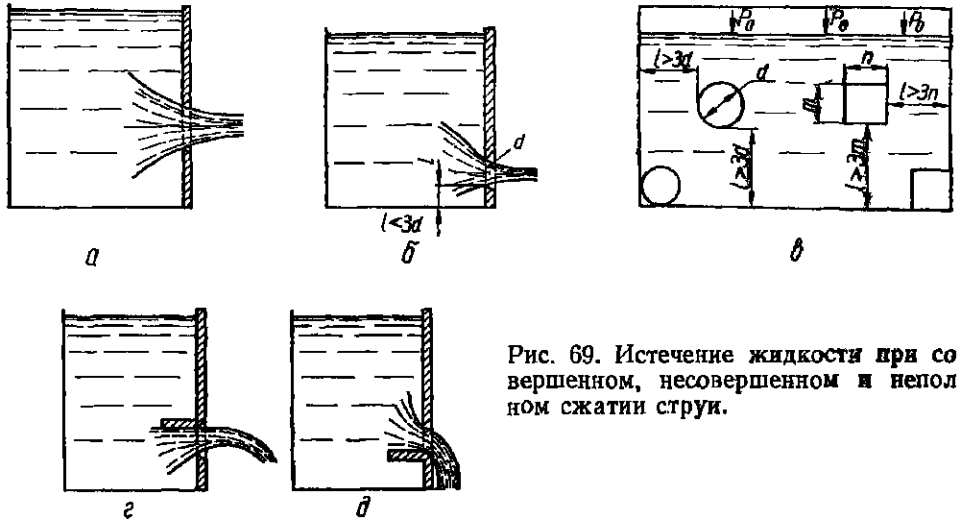


Рис. 69. Истечение жидкости при совершенном, несовершенном и неполном сжатии струи.

тия струи вообще не происходит (рис. 69, *г*, *д*). Такую струю называют струей с неполным сжатием.

Неполнота сжатия приводит как бы к прилипанию струи к направляющей стенке. Это свойство струи используется в производственной практике для приближения вытекающей струи к стенке (рис. 69, *д*) резервуара или, наоборот, для ее отдалеиия (рис. 69, *г*).

Расход жидкости через отверстие в тонкой стенке при иесовершенном или неполном сжатии струи немного больше, чем при совершенном сжатин. Поправку иа несовершенство или неполноту сжатия струи учитывают при определении коэффициента расхода μ. С этой целью пользуются эмпирическими зависимостями, которые приводятся в справочниках по гидравлике [16].

ИСТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ БОЛЬШИЕ ОТВЕРСТИЯ

Истечение жидкости через большие отверстия в вертикальной стенке резервуара имеет некоторые особенности. Под большим условно понимают такое отверстие, высота которого $(z_2-z_1)>0{,}1h$, где h — напор над центром отверстия (рис. 70, *а*). В этом случае нельзя пренебречь различием статического иапора над разными точками сечения отверстия, даже при поддержаиии по-

стоянного уровня жидкости в резервуаре над центром тяжести отверстия. Что касается истечения жидкости из больших отверстий в дие резервуара при поддержании постоянного уровня в нем (рис. 70, *б*), то условия истечения зависят от соотношения площадей отверстия и сечения резервуара. С увеличением $F_0/F_р$ начинает сказываться направляющее действие стенок резервуара на вытекающую струю. Сжатие струи стаиовится несовершенным и коэффициеит расхода μ увеличивается по сравнению с коэффициентом расхода для малого отверстия.

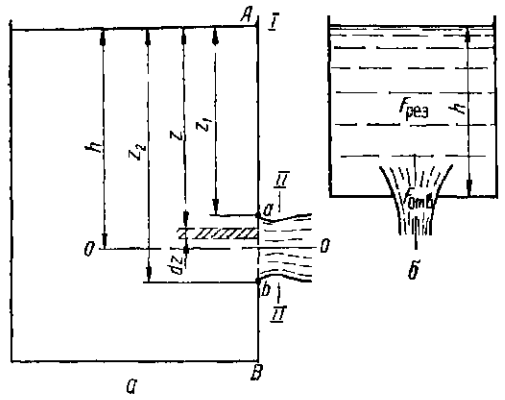


Рис. 70. Истечение жидкости через большие отверстия с прямоугольным сечением в боковой стенке (*а*) и в дне резервуара (*б*).

Истечение реальной жидкости через большое прямоугольное отверстие в тонкой вертикальиой стенке при постояиием уровие в резервуаре. Рассмотрим истечение жидкости через большое прямоугольное отверстие *ab* в вертикальной плоской стенке *AB* (рис. 70, *а*). Напор h над центром прямоугольного отверстия поддерживается постояниым. Будем считать, что плоскость *I—I* совпадает со свободной поверхностью жидкости иа высоте h от центра отверстия, через который проходит горизонтальная плоскость сравиения *0—0*. Плоскость *II—II* проходит через сжатое сечение струи и в центре пересекается осью отверстия, лежащей в плоскости сравиения *0—0*.

Вследствие того, что высота отверстия по вертикали $z_2—z_1$ соизмерима с глубиной h погружения под уровеиь центра тяжести отверстия, измеиеиием напора для различных слоев жидкости по вертикали ие следует пренебрегать.

Для определения полного расхода Q через такое отверстие следует взять иитегральную сумму элементарных расходов жидкости в слоях, погруженных на различную глубину. Пусть z_1 — глубина погружения под уровень жидкости верхней кромки отверстия; z_2 — глубина погружения под уровень нижней кромки отверстия; z — переменная глубина погружения под уровень элементарного слоя с площадью сечения $dF=bdz$, где b — ширина прямоугольного отверстия перпеидикулярио плоскости чертежа, dz — высота элементарного слоя по вертикали.

Полагая, что коэффициент расхода μ во всех элементарных слоях по высоте — одинаков и давления иа поверхности жидкости в сечении *I—I* и *II—II* равны ($p_1=p_2$), можно записать

$$dQ = \mu\, dF\sqrt{2gz} = \mu\, b\sqrt{2g}z^{1/2}\, dz. \qquad (10.18)$$

Проинтегрировав это выражение в пределах от z_1 до z_2, получим

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} (z_2^{3/2} - z_1^{3/2}). \qquad (10.19)$$

Многочисленные вычисления расхода Q жидкости через большие отверстия по точной формуле (10.19) показывают, что практически получаемые значения Q мало отличаются от значений, вычисленных по формуле

$$Q = \mu F_0 \sqrt{2g h_{\text{ц.т.о}}}, \qquad (10.20)$$

где $h_{\text{ц.т.о}}$ — глубина погружения центра тяжести отверстия под уровень.

Для определения расхода жидкости через большое отверстие по формуле $Q = \mu F_0 \sqrt{2gH}$ необходимо подобрать соответствующее значение коэффициента расхода μ.

Академик Н. Н. Павловский рекомендует для приближенных расчетов расхода жидкости через большие отверстия принимать следующие значения коэффициента расхода [23] μ:

Отверстия средних размеров со сжатием струи со всех сторон, при отсутствии направляющих стенок	0,65
Отверстия больших размеров с несовершенным, но всесторонним сжатием	0,70
Донные отверстия без сжатия по дну, но со значительным влиянием бокового сжатия	0,65—0,70
Донные отверстия с умеренным влиянием бокового сжатия	0,70—0,75
Донные отверстия с плавными боковыми подходами	0,80—0,85

ИСТЕЧЕНИЕ РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Если жидкость вытекает из отверстия в резервуаре и толщина его стенки $s > 3{,}5\,d$, где d — диаметр отверстия (см. рис. 65, *б*), то характер истечения будет иным, по сравнению с истечением через отверстие в тонкой стенке. В случае истечения жидкости через насадки (рис. 71) сжатие струи происходит только при входе в отверстие. Далее струя как бы прилипает к стенкам и заполняет все сечение отверстия.

Можно показать, что расход жидкости через насадки (толстые стенки) будет большим, чем в случае истечения через отверстие такой же площади в тонкой стенке. Для рассмотрения некоторых особенностей истечения жидкостей через насадки приведем наиболее характерные примеры.

Внешний цилиндрический насадок. Коэффициент сжатия $\varepsilon = 1$, так как жидкость выходит из отверстия полным сечением. Поэтому коэффициент расхода μ равен коэффициенту скорости φ и по опытным данным $\mu = \varphi = 0{,}82$. Следовательно, коэффициент сопротивления отверстия в толстой стенке

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0{,}82^2} - 1 \approx 0{,}5.$$

Сравним соответствующие коэффициенты истечения для отверстий в тонкой и толстой стенках:
тоикая стенка: $\varepsilon=0{,}64$; $\varphi=0{,}97$; $\mu=0{,}62$; $\zeta=0{,}063$;
толстая стенка: $\varepsilon=1{,}0$; $\varphi=0{,}82$; $\mu=0{,}82$; $\zeta=0{,}5$.

Скорости и расходы при истечении из отверстий в тоикой и толстой стеиках пропорциональны соответствующим коэффици-

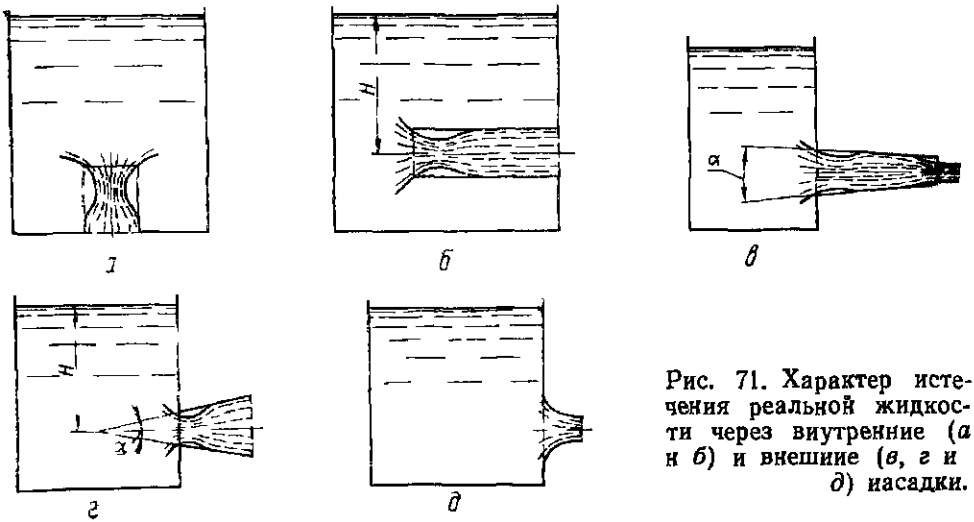


Рис. 71. Характер истечения реальной жидкости через виутренние (*а* и *б*) и внешние (*в*, *г* и *д*) иасадки.

ентам скорости и расхода, приведенным выше. Поэтому, сравиивая расход жидкости через отверстие с одинаковой площадью сечения F_0 в толстой стенке (μ_2), находим, что он больше соответствующего зиачеиия для тонкой стенки (μ_1) на величину

$$\Delta\mu=\frac{\mu_2-\mu_1}{\mu_1}100\%=\frac{0{,}82-0{,}62}{0{,}62}100\%=32{,}3\%.$$

Аналогичное сравнение коэффициентов скоростей показывает, что скорость течения жидкости через отверстие в тонкой стенке (φ_1) больше скорости течения через такое же отверстие в толстой стенке (φ_2) на величину

$$\Delta\varphi=\frac{\varphi_1-\varphi_2}{\varphi_1}\cdot 100\%=\frac{0{,}97-0{,}82}{0{,}97}100\%=15{,}5\%.$$

Таким образом, несмотря на уменьшение скорости истечения жидкости через отверстие в толстой стенке по сравнению с таким же отверстием в тонкой стенке иа 15,5%, расход жидкости через отверстие в толстой стенке больше на 32,3%.

Это объясняется тем, что площадь сечеиия вытекающей струи из отверстия в толстой стенке значительно больше площади сечения струи из такого же отверстия в тонкой стенке на

$$\Delta\varepsilon=\frac{\varepsilon_2-\varepsilon_1}{\varepsilon_1}\cdot 100\%=\frac{1-0{,}64}{0{,}64}\cdot 100\%=56{,}3\%.$$

Отсюда следует, что в производственной практике необходимо стремиться к тому, чтобы опорожнение резервуаров производилось через отверстия в толстой стенке.

При создании различных дозировочных приспособлений, заполнителей и разливочных машин следует по возможности предусматривать истечение из отверстий в толстой стенке. Это должно способствовать значительному увеличению их производительности.

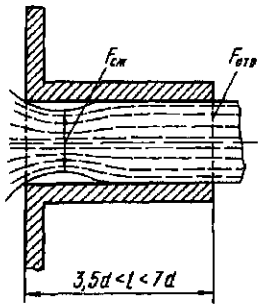


Рис. 72. Внешний цилиндрический насадок с острой кромкой.

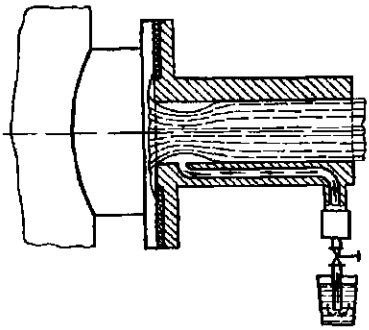


Рис. 73. Схема, иллюстрирующая вакуум в насадке.

Как известно, толстая стенка должна быть по толщине в 3,5 раза больше диаметра или другого характерного размера отверстия в ней. Для этого не обязательно делать резервуары с такими толстыми стенками. Достаточно стенку нормальной толщины снабдить коротким патрубком, длина которого отвечала бы требованию $3{,}5d<l<7d$ (рис. 72).

Считается, что при толщине стенки (длина патрубка) более $7d$ в значительной степени сказывается сопротивление трения по длине и поэтому такой насадок уподобляют короткой трубе.

Патрубок с острыми кромками входа называют внешним цилиндрическим насадком или насадком Вентури. Для этого насадка $\varepsilon=1{,}0$; $\mu=0{,}82$; $\varphi=0{,}82$; $\zeta=0{,}5$.

Экспериментальное исследование течения жидкости через насадки показывает, что при входе в насадок, если входная кромка острая, у сжатого сечения струи возникает вакуум (рис. 73), наличие которого обнаруживается следующим образом. В теле корпуса насадка делают отверстие, которое соединяет при помощи ниппеля область, где образуется вакуум, с внешним атмосферным давлением. Если на ниппель надеть резиновую трубку, на внешнем конце которой имеется кран, то такой кран может сообщать или разобщать пространство, где образуется вакуум с внешним пространством.

Если насадок смонтирован, например, на боковой стенке резервуара, заполненного водой, то при входе воды в насадок обра-

зуется вакуум. Опустив коиец ниппеля в сосуд с водой и постепенно открывая кран, можно убедиться, что вода из сосуда засасывается в насадок. Это и свидетельствует о наличии вакуума в насадке.

Если же кран открывать, не опуская ниппель в сосуд с водой, то в насадок засосется воздух, вакуум нарушится, характер струи измеиится. Она оторвется от стенок отверстия и будет вытекать по центру насадка, не касаясь его стенок. Истечение будет происходить как из отверстия в тонкой стенке.

Для определения вакуума в области сжатия струи составим уравнение Бернулли для двух сечений, проходящих через характерные области насадка (рис. 74). Сечение *I—I* совпадает со сжатым сечением струи при входе в насадок, а сечение *II—II* — с внешней кромкой насадка при выходе из него струи. Запишем уравиение Бернулли для этих сечеиий, центры которых совпадают с осью струи *0—0*, лежащей в плоскости сравнения

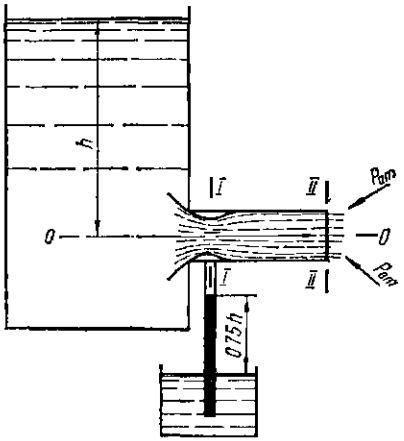


Рис. 74. Схема измереиия вакуума в насадке.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_r,$$

где h_r — потеря напора при внезапном расширении струи в сжатом сечении насадка без учета потерь по длине насадка. В связи с тем, что ось струи лежит в плоскости сравнения ($z_1 = z_2 = 0$), так как жидкость вытекает в атмосферу, то $p_2 = p_{ат}$.

Для упрощения принимаем, что $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

Потерю напора при внезапном расширении струи можно выразить по формуле Борда

$$h_r = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}.$$

С учетом изложенного уравнеиие Бернулли примет вид

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{ат}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

или $$\frac{p_1 - p_{ат}}{\rho g} = \frac{v_2^2 - v_1^2 + (v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{v_2^2 - v_1^2 + v_1^2 - 2v_1 v_2 + v_2^2}{2g},$$

откуда $$\frac{p_1 - p_{ат}}{\rho g} = \frac{v_2^2 - v_1 v_2}{g}.$$

Полученное выражение может быть преобразовано к виду

$$\frac{p_1 - p_{ат}}{\rho g} = \frac{v_2^2}{g}\left(1 - \frac{v_1}{v_2}\right) = \frac{\varphi^2 2gh}{g}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) = 2\varphi^2 h\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right). \quad (10.21)$$

Учитывая, что коэффициент скорости при истечении из отверстия в толстой стенке $\varphi = 0{,}82$, а коэффициент сжатия струи при входе в насадок $\varepsilon = \frac{F_1}{F_2} = \frac{F_{сж}}{F_{отв}} = 0{,}64$, находим

$$\frac{p_1 - p_{ат}}{\rho g} = 2 \cdot 0{,}82^2 h\left(1 - \frac{1}{0{,}64}\right) = -0{,}75h.$$

Следовательно,

$$p_1 - p_{ат} = -0{,}75\rho gh. \quad (10.22)$$

Знак минус в полученном уравнении показывает, что $p_1 < p_{ат}$, т. е. во входном сечении насадка давление меньше атмосферного. Таким образом, вакуум при входе в насадок определяется располагаемым напором над центром отверстия и плотностью жидкости

$$p_{вак} = p_{ат} - p_1 = 0{,}75\rho gh. \quad (10.23)$$

Следует отметить, что наименьшее значение абсолютного давления в начальном сечении насадка не может быть меньше нуля. Поэтому максимальное значение вакуума

$$p_{вак} = 10{,}33\rho g = 0{,}75\rho gh, \text{ т. е. } h = 13{,}8 \text{ м}.$$

Следовательно, создание над центром внешнего цилиндрического насадка напора $h = 13{,}8$ м должно привести к образованию абсолютного нуля давления в начальном сечении насадка, где расположено сжатое сечение струи. На практике, однако, абсолютное давление в начальном сечении насадка не достигает значений, равных нулю. С увеличением вакуума в начальном сечении насадка происходит прорыв воздуха снаружи и вакуум срывается. Струя отрывается от внутренних стенок насадка и вытекает по центру, не касаясь стенок отверстия. В этом случае характер истечения жидкости уподобляется истечению из отверстия в тонкой стенке.

Истечение жидкости через внутренний цилиндрический насадок. Забор жидкости из резервуаров часто производится через патрубки, возвышающиеся над дном резервуаров, реакторов, осадочных чанов, масляных картеров (рис. 71, *а*). Это делается для предотвращения попадания различных осадков в транспортируемую жидкость. Внутренние цилиндрические насадки применяются также в насадочных ректификационных колоннах. Иногда применяются горизонтальные патрубки, вмонтированные изнутри в вертикальные стенки резервуаров (рис. 71, *б*).

Все эти патрубки называются внутренними цилиндрическими насадками. Такие насадки оказывают бо́льшее гидравлическое сопротивлеиие, чем наружные. Установлено, что коэффициент сопротивления внутреннего насадка в два раза больше коэффициента сопротивления внешнего, т. е. $\zeta=1$. Поэтому коэффициент скорости для внутреннего насадка

$$\varphi=\sqrt{\frac{1}{1+\zeta}}=\sqrt{\frac{1}{2}}=0{,}71.$$

Так как $\varepsilon=1$, то $\mu=\varphi=0{,}71$.

Замечено, что если толщина стенок внутреннего цилиндрического насадка достаточно велика и перед пуском в работу он был закрыт с внешней стороны, то он работает как внешний цилиндрический насадок и коэффициент расхода в таком случае $\mu=0{,}8\div0{,}81$.

Если же толщина стенок невелика, а длина его не превышает $3d$ и к тому же до начала его работы насадок был закрыт изнутри, так, что сам насадок заполнен воздухом, то при пуске в работу с самого начала истечение происходит как из отверстия в тонкой стенке.

Жидкость вытекает по центру насадка с сильным сжатием струи, не касаясь его стенок. Поэтому коэффициент расхода такого насадка наименьший $\mu=0{,}5\div0{,}52$.

Истечеиие жидкости через конические иасадки. При входе в конический сходящийся насадок струя жидкости имеет сжатое сечение, но сжатие струи относительно меньше, чем в цилиндрическом насадке (рис. 71, *в*). Коэффициент сжатия колеблется от $\varepsilon=1$ при малых углах конусности ($\alpha\approx2$—$5°$) до $\varepsilon=0{,}857$ при $\alpha=45°$. Следовательно, коэффициеиты скорости φ и расхода μ таких насадков равны между собой только при очень малых углах схождения α.

В связи с меньшим сжатием струи в таком насадке сопротивление его невелико и коэффициент сопротивления $\zeta=0{,}06\div0{,}08$. Поэтому коэффициент скорости сходящегося насадка довольно велик и в зависимости от угла α увеличивается, достигая значений $\varphi=0{,}87\div0{,}98$.

Установлено, что с увеличением угла α расход жидкости сначала увеличивается, а затем при достижении некоторого оптимального угла схождения ($\alpha_{опт}=13°24'$) начинает уменьшаться. Соответственно, коэффициент расхода при оптимальном значении угла $\alpha_{опт}$ равен $\mu=0{,}946$, коэффициент скорости $\varphi=0{,}965$, а коэффициент сжатия $\varepsilon=0{,}982$. Затем с увеличением α (более его оптимального значения) при выходе из насадка происходит дополнительное сжатие струи, не сопровождающееся возникновением вакуума. Поэтому, несмотря на увеличение выходной скорости, а следовательно, и коэффициента скорости φ, расход жидкости через насадок уменьшается.

Это подтверждается данными Н. Н. Павловского, приведенными в табл. 17.

Таблица 17

Зависимость коэффициентов скорости и расхода от угла конусности

Коэффициент	Угол конусности α							
	1	5	10	13	16	20	30	45
Коэффициент скорости φ	0,852	0,920	0,949	0,961	0,969	0,971	0,975	0,983
» расхода μ	0,852	0,920	0,937	0,945	0,938	0,922	0,896	0,857

Очевидно, что кинетическая энергия жидкости при выходе из такого насадка и ударная сила струи относительно велики. Поэтому конусные сходящиеся насадки применяются в соплах гидравлических турбин, в пожарных брандспойтах, гидромониторах, у выходных отверстий фонтанов и т. д.

В тех случаях, когда необходим значительный расход жидкости при малой выходной скорости, применяют конические расходящиеся насадки (рис. 71, *г*). Вакуум в сжатом сечении такого насадка больше, чем в цилиндрическом вследствие значительного расширения струи. Угол α расхождения насадка не может быть большим, так как происходит отрыв струи от стенок и срыв вакуума. Неустойчивость работы конического расходящегося насадка в значительной степени зависит от колебания напора перед насадком. С увеличением напора H срыв вакуума происходит раньше, чем в цилиндрическом насадке. Оптимальным углом для устойчивой работы насадка считается $\alpha = 5—7°$.

Вследствие значительного расширения струи гидравлическое сопротивление конического расходящегося насадка больше, чем цилиндрического и составляет $\zeta = 3{,}0 \div 4{,}0$.

Так как при малых углах α истечение жидкости из расходящегося насадка происходит полным сечением, то $\varepsilon = 1$. Следовательно, по отношению к выходному сечению $\mu = \varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} = 0{,}5 \div 0{,}45$.

Увеличение расхода жидкости через такой насадок по сравнению с внешним цилиндрическим насадком происходит вследствие повышенного вакуума при входе, что ведет к интенсивному подсасыванию жидкости в выходящую струю.

Расширение струи при выходе из насадка влечет за собой значительное уменьшение выходной скорости, а следовательно, и уносимой жидкостью энергии. Наиболее целесообразно применять такие насадки там, где нужен большой расход и меньшая выходная скорость, где желательно, чтобы отводимый поток имел минимальную удельную мощность, а также чтобы происходило

преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию давления.

Поэтому конические расходящиеся насадки применяются в струйных аппаратах, в отсасывающих трубах гидравлических турбин, в диффузорах выходных патрубков центробежных насосов и т. д.

В тех случаях, когда необходимо получить большую скорость истечения жидкости при высокой устойчивости, применяют коноидальные насадки (рис. 71, *д*). Внутреиняя поверхиость такого насадка очерчена по форме вытекающей струи. Так как входиая кромка насадка округлена, то в начальном сечении сжатие струи отсутствует, $\varepsilon=1$.

Поэтому гидравлическое сопротивление коноидальиого насадка невелико $\zeta=0{,}04\div0{,}09$, а коэффициент расхода μ, равный коэффициеиту скорости φ — наибольший по сравнению со всеми насадками $\mu=\varphi=0{,}96\div0{,}98$. Вследствие повышенной скорости выхода из коноидального насадка жидкость, вытекающая из него, обладает наибольшей удельной энергией.

Для получения высокого коэффициента расхода $\mu=0{,}98$ необходимо обеспечить тщательную обработку внутренней поверхности коиоидальиого насадка. Устойчивость работы таких насадок дает возможность в некоторых случаях использовать их для определения расхода жидкости.

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ УРОВНЕ В РЕЗЕРВУАРЕ

Истечение жидкости через отверстие в резервуаре при перемеиием уровне происходит в условиях неустановившегося движения. При изменении уровия жидкости в резервуаре меняется скорость, а следовательно, и расход через отверстие.

Поэтому для определения времени частичного или полного опорожнения резервуара следует иметь в виду, что обычно рассматриваемый расход жидкости через отверстие относится к определенному напору, который в данном случае сохраняется только в течение бесконечно малого промежутка времени.

Для определения времени истечения жидкости через отверстие с изменением уровня в резервуаре от z_1 до z_2 можно воспользоваться следующими соображениями (рис. 75).

Пусть жидкость вытекает из резервуара, с постояиной площадью сечения $F_р$ по высоте через отверстие в его дне (или в боковой стенке) под начальным напором z_1 над центром отверстия. Необходимо определить время, за которое вытечет часть объема жидкости от начального уровня z_1 до конечного уровня z_2.

Обозначим некоторый переменный уровень в резервуаре через z, а изменение уровня при истечении за время dt через — dz. Знак «минус» перед dz принимается вследствие изменения

уровня z в сторону его уменьшения. Внешнее давление на поверхности жидкости в резервуаре p_1, а давление в среде, в которую происходит истечение, p_2.

Определим объем жидкости dV, который вытечет из отверстия в резервуаре за время dt. Для бесконечно малого промежутка времени dt можно принять средний расход жидкости постоянным и равным Q, т. е. $dV = Q dt$.

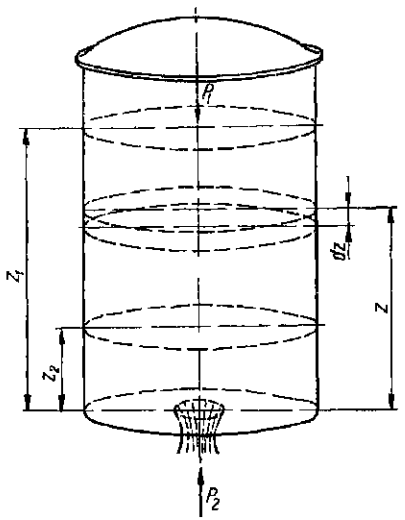


Рис. 75. Истечение жидкости через отверстие при переменном уровне в резервуаре.

Полагая, что в произвольный момент времени уровень жидкости в резервуаре равен z, в соответствии с зависимостью (10.14) найдем

$$dV = \mu F_0 \sqrt{2g\left(z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)}\, dt. \qquad (10.24)$$

То же количество жидкости dV можно определить зависимостью

$$dV = -F_p\, dz, \qquad (10.25)$$

полагая, что за время dt уровень жидкости в резервуаре снизится на dz. Левые части равенств (10.24) и (10.25) одинаковы, поэтому можно записать равенство

$$\mu F_0 \sqrt{2g}\left(z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)^{1/2} dt = -F_p dz,$$

откуда

$$dt = -\frac{F_p}{\mu F_0 \sqrt{2g}}\left(z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)^{1/2} dz.$$

Время истечения жидкости через отверстие при изменении уровня в резервуаре от z_1 до z_2 определится интегралом

$$t = \frac{F_p}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \int_{z_2}^{z_1} \left(z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)^{-1/2} dz =$$

$$= \frac{2F_p}{\mu F_0 \sqrt{2g}}\left[\left(z_1 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)^{1/2} - \left(z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)^{1/2}\right]. \qquad (10.26)$$

В выражении (10.26) величина $F_р$ вынесена за знак интеграла в предположении, что сечение резервуара не меняется по его высоте z.

Если допустить, что резервуар открыт и истечение происходит в среду с атмосферным давлением, или в других случаях при $p_1 = p_2$, то выражение (10.26) упростится и примет вид

$$t = \frac{2F_р}{\mu F \sqrt{2g}} (\sqrt{z_1} - \sqrt{z_2}). \qquad (10.27)$$

Время полного опорожнения резервуара при указанных выше условиях определится как

$$t = \frac{2F_р}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \sqrt{H}, \qquad (10.28)$$

где H — начальный уровень жидкости в резервуаре.

Формула (10.28) может быть представлена в виде

$$t = \frac{2F_р H}{\mu F_0 \sqrt{2gH}} = \frac{2V}{Q_{max}}, \qquad (10.29)$$

где V — начальный объем жидкости в резервуаре;

Q_{max} — максимальный расход жидкости через отверстие, соответствующий начальному уровню H в резервуаре.

Таким образом, время полного опорожнения резервуара вследствие постепенного снижения уровня жидкости в два раза больше времени, которое потребовалось бы в случае истечения того же количества жидкости из отверстия под постоянным максимальным напором H.

Из формулы (10.29) следует, что опорожнение резервуара через отверстие данного размера будет тем быстрее, чем выше резервуар и уровень H жидкости в нем.

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЕ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ ИЗ РЕЗЕРВУАРА С ПЕРЕМЕННЫМ СЕЧЕНИЕМ ПО ВЫСОТЕ

Рассмотрим истечение жидкости через отверстие, расположенное в нижней части горизонтального цилиндрического резервуара (рис. 76). К таким резервуарам можно отнести: железнодорожные цистерны, некоторые молочные автоцистерны, резервуары для дображивания пива (танки), винные бочки, горизонтальные клеровочные котлы и некоторые другие аппараты.

Истечение из таких резервуаров происходит или под давлением только столба жидкости z в случае, когда резервуар открыт и $p_1 = p_2$; или под давлением $\left(z + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right)$ в случае, когда к верхней части резервуара подводится избыточное давление воздуха или какого-нибудь газа, например, углекислоты.

В общем случае $p_1 \neq p_2$ ($p_1 > p_2$) и истечение жидкости происходит за время t от уровня z_1 до уровня z_2.

Рассмотрим простейший случай, когда $p_1 = p_2$, т. е. сосуд открыт и истечение происходит в атмосферу. Для этих условий по аналогии с уравнениями (10.24) и (10.25) можно записать

$$\mu F_0 \sqrt{2gz}\,dt = -F_p dz,$$

откуда находим

$$dt = -\frac{F_p}{\mu F_0 \sqrt{2g}} z^{-1/2} dz. \qquad (10.30)$$

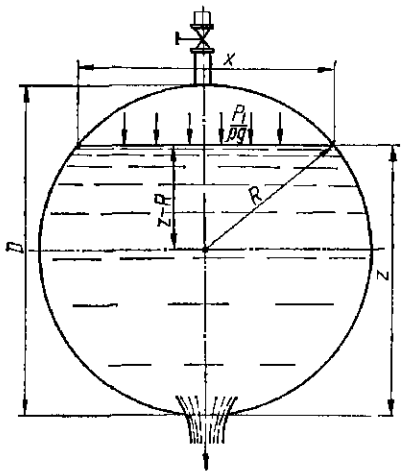


Рис. 76. Истечение жидкости при переменном напоре из резервуара с переменным сечением по высоте.

При интегрировании этого уравнения площадь горизонтального сечения резервуара F_p нельзя выносить за знак интеграла, как это сделано при интегрировании уравнения (10.26), так как $F_p = f(z)$ является величиной переменной.

Для того, чтобы проинтегрировать выражения (10.30), необходимо предварительно аналитически выразить F_p через z. Учитывая, что цилиндрический резервуар расположен горизонтально, находим, что при любом уровне z площадь $F_p = l_x$ где l длина резервуара (см. рис. 76).

Очевидно также, что $\left(\frac{x}{2}\right)^2 + (z-R)^2 = R^2$, откуда

$$x = 2\sqrt{R^2 - (z-R)^2} = 2\sqrt{z(2R-z)}.$$

Следовательно,

$$F_p = l\,x = 2l\sqrt{z(2R-z)} = 2l\sqrt{z(D-z)}. \qquad (10.31)$$

Таким образом, зависимость (10.30) с учетом значения F_p по формуле (10.31) можно записать

$$dt = -\frac{2l}{\mu F_0 \sqrt{2g}} [z(D-z)]^{1/2} z^{-1/2} dz = -\frac{2l}{\mu F_0 \sqrt{2g}} (D-z)^{1/2} dz.$$

Имея в виду, что $dz = -d(D-z)$, находим

$$t = \frac{2l}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \int_{z_1}^{z_2} (D-z)^{1/2} d(D-z) =$$

$$= \frac{4l}{3\mu F_0 \sqrt{2g}} [(D-z_2)^{3/2} - (D-z_1)^{3/2}]. \qquad (10.32)$$

Формулой (10.32) определяется время частичного опорожнения резервуара со снижением уровня от z_1 до z_2. Если происходит

полное опорожнение вначале залитого до верха резервуара, то $z_1=D$, а $z_2=0$ и формула (10.32) примет вид

$$t=\frac{4}{3}\cdot\frac{l}{\mu F_0\sqrt{2g}}\cdot D\sqrt{D}. \qquad (10.33)$$

Преобразуем это выражение, умножив числитель и знаменатель правой части равенства на $\frac{\pi}{4}\sqrt{D}$, получим

$$t=\frac{4lD\sqrt{D}}{3\mu F_0\sqrt{2g}}\cdot\frac{\frac{\pi}{4}\sqrt{D}}{\frac{\pi}{4}\sqrt{D}}=\frac{16l\cdot\frac{\pi D^2}{4}}{3\pi\mu F_0\sqrt{2gD}}=\frac{16V}{3\pi Q_{\max}},$$

где $V=\frac{\pi D^2}{4}l$ — полный объем горизонтального цилиндрического резервуара;

$Q_{\max}=\mu F_0\sqrt{2gD}$ — максимальный (начальный) расход жидкости через отверстие в нижней точке резервуара, когда располагаемый напор над отверстием $z=D$.

Следовательно,

$$t=1{,}7\,\frac{V}{Q_{\max}}. \qquad (10.34)$$

Из формулы (10.34) следует, что время полного опорожнения цилиндрического горизонтального резервуара, вследствие постепенного понижения уровня в 1,7 раза больше того времени, которое понадобилось бы для истечения такого же количества жидкости через то же отверстие при поддержании в резервуаре максимального уровня $z=D$. В случае создания в резервуаре избыточного давления p_1 на поверхности жидкости ($p_1>p_2$) величина $\frac{p_1-p_2}{\rho g}$ не будет равна нулю. Поэтому, чтобы учесть эффект действия избыточного давления воздуха или газа на ускорение опорожнения резервуара, необходимо в правые части зависимостей (10.32) и (10.33) к величинам, которые выражают статический напор, добавить также пьезометрический напор $\frac{p_1-p_2}{\rho g}$. Тогда время истечения жидкости из резервуара от начального уровня z_1 до уровня z_2 определится зависимостью

$$t=\frac{4l}{3\mu F_0\sqrt{2g}}\left[\left(D-z_2+\frac{p_1-p_2}{\rho g}\right)^{3/2}-\left(D-z_1+\frac{p_1-p_2}{\rho g}\right)^{3/2}\right], \qquad (10.35)$$

а время полного опорожнения резервуара — выражением

$$t=\frac{4l}{3\mu F_0\sqrt{2g}}\left(D+\frac{p_1-p_2}{\rho g}\right)^{3/2}. \qquad (10.36)$$

ЗАВИСИМОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТОВ ИСТЕЧЕНИЯ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ ОТ РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Все приведенные данные о коэффициентах истечения из отверстий и насадков относятся к условиям развитого турбулентного движения жидкости, когда ε, φ, μ и ζ перестают зависеть от величины Re, т. е. когда вязкость жидкости практически не оказывает влияния на истечение из отверстий и иасадков.

На предприятиях пищевой промышленности часто приходится иметь дело с вязкими и очень вязкими жидкими продуктами производства. Растительное масло, концентрированные молочные продукты, клерсы, сиропы, патоки и т. д. траиспортируются даже в горячем виде в условиях ламинарного движения. Истечение таких жидкостей из отверстий и иасадков, особенно при некотором снижении температуры, происходит при очень малых числах Re и не подчиняется закономериостям, относящимся к маловязким жидкостям.

Работы Г. М. Знаменского [10], посвященные исследованию истечения чистых сахарных растворов и паток через отверстия в тонкой и толстой стенках, показали, что при малых значениях Re коэффициенты сопротивления быстро возрастают, а коэффициеиты расхода μ быстро уменьшаются. Утолщение стеики при течении вязкой жидкости вызывает резкое уменьшение расхода и увеличеиие сопротивления. Это изменеиие сказывается особенно в случае более вязкой жидкости.

Г. М. Знаменским предложены формулы для определения коэффициентов расхода и сопротивления отверстий при малых числах Re. Так, для отверстий в тонкой стенке при $\mathrm{Re}<120$ рекомендуется определять коэффициент расхода по эмпирической формуле

$$\mu = \frac{40}{176 - \mathrm{Re}}, \tag{10.37}$$

а коэффициент сопротивления

$$\zeta = 27\,(176 - \mathrm{Re})^2 \cdot 10^{-5} - 1. \tag{10.38}$$

Для отверстий в толстой стенке с отношением $s/d=3$ при $\mathrm{Re}<300$ рекомендуются формулы:

$$\mu = 0{,}044\mathrm{Re}^{0{,}5}; \tag{10.39}$$

$$\zeta = \frac{516}{\mathrm{Re}} - 1. \tag{10.40}$$

В работах А. Д. Альтшуля [3] приводятся данные, обобщающие исследования многих авторов, изучавших течение вязких жидкостей через отверстия. Так, для области течения, где влияние сил тяжести и поверхностного натяжения сказывается незначительно по сравнению с вязкостью жидкости, в результате обра-

ботки данных различных авторов получены зависимости коэффициентов сжатия, скорости и расхода от числа Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\sqrt{2gHd}}{\nu}$$

для случая истечения вязкой жидкости из отверстия в тонкой стенке (рис. 77). Для удобства пользования полученными зависимостями в практических расчетах в работе [3] рекомендуются приближенные формулы для коэффициента расхода в различных интервалах изменения чисел Re:

$$\mu = \frac{\mathrm{Re}}{1{,}5 + 1{,}4\mathrm{Re}}$$

при $300 > \mathrm{Re} > 25$; (10.41)

$$\mu = 0{,}592 + \frac{0{,}27}{\mathrm{Re}^{1/4}}$$

при $10000 > \mathrm{Re} > 300$; (10.42)

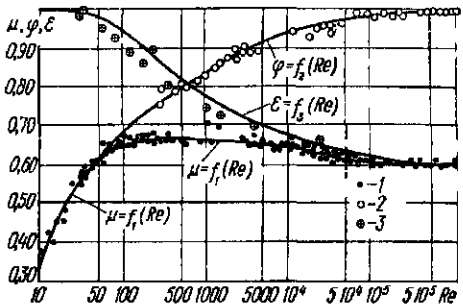


Рис. 77. Кривые зависимости от числа Рейнольдса коэффициентов расхода μ (*1*), скорости φ (*2*) и сжатия ε (*3*).

$$\mu = 0{,}592 + \frac{5{,}5}{\sqrt{\mathrm{Re}}} \quad \text{при } \mathrm{Re} > 10000. \qquad (10.43)$$

Значительная работа по исследованию течения вязких жидкостей через насадки выполнена З. И. Геллером и Ю. А. Скобельцыным [3]. Исследованию подвергнуты не только обычные насадки $l/d = 3{,}5 \div 5$, но удлиненные и укороченные. Авторы рекомендуют для определения коэффициентов расхода через внешний цилиндрический насадок в интервале $\mathrm{Re} = 1 \cdot 10^2 \div 1{,}5 \cdot 10^5$ и $l/d = (2 \div 5)$ пользоваться формулой

$$\mu = \frac{1}{1{,}23 + \frac{58}{\mathrm{Re}} \cdot \frac{l}{d}}. \qquad (10.44)$$

Для удлиненных внешних цилиндрических насадков с острой входной кромкой при $l/d > 5$ и $\mathrm{Re} \geqslant 4 \cdot 10^3$ рекомендуется приближенная формула

$$\mu \approx \left[1{,}5 + \frac{1}{(1{,}8 \lg \mathrm{Re} - 1{,}5)^2} \cdot \left(\frac{l}{d} - 4\right)\right]^{-\frac{1}{2}}. \qquad (10.45)$$

Зависимость коэффициента расхода длинных внешних цилиндрических насадков от Re и l/d может также определяться по экспериментальным данным [3] (рис. 78), а коэффициенты расхода для весьма коротких внешних цилиндрических насадков ($l/d = 1 \div 2{,}0$) в функции Re — по данным, приведенным на рис. 79.

Для определеиия коэффициентов расхода μ очень коротких насадков ($l/d=1\div1{,}5$) рекомендуются [3] формулы:

$$\mu=\frac{\mathrm{Re}}{25{,}2+64l/d} \quad \text{при } \mathrm{Re}\leqslant 16; \tag{10.46}$$

$$\mu=\frac{1}{1{,}14+\frac{72}{\mathrm{Re}}\cdot\frac{l}{d}} \quad \text{при } \mathrm{Re}=16-100; \tag{10.47}$$

$$\mu=\frac{1}{1{,}29+\frac{64}{\mathrm{Re}}\cdot\frac{l}{d}} \quad \text{при } \mathrm{Re}=100-1000. \tag{10.48}$$

При Re>1000 для этих насадков коэффициент расхода можно определять по формуле (10.44)

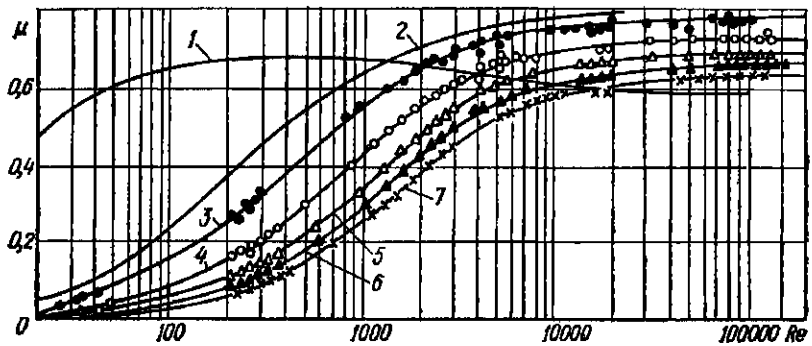


Рис. 78. Кривые зависнмости от числа Рейнольдса коэффициеитов расхода длиииых внешиих цилиндрических иасадков при раэличных соотиошеииях длины иасадка к диаметру отверстия:

1 — в тонкой стенке; *2* — $\frac{l}{d}=5$; *3*, *4*, *5*, *6*, *7* — для $d=5{,}94$ мм при $\frac{l}{d}=10$, 20, 30, 40 и 50 соответственно.

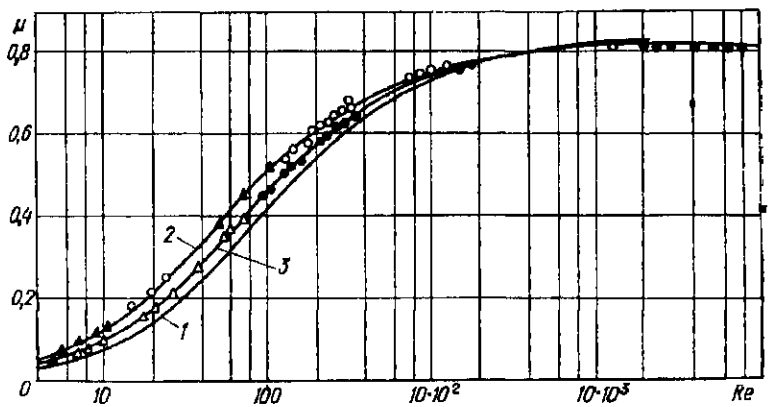


Рис. 79. Кривые зависимости коэффициеитов расхода коротких внешних цилиидрическнх иасадков от числа Рейнольдса при отиошениях:

$\frac{l}{d}=2$ (кривая *1*); $\frac{l}{d}=1$ (кривая *2*); $\frac{l}{d}=1{,}5$ (кривая *3*).

ВОДОСЛИВЫ

Водосливом называется гидротехническое сооружение, представляющее собой поток воды, преодолевающий на своем пути преграду в виде порога или плотины (рис. 80). Водосливы применяются как приспособления, регулирующие сток жидкости, и как измерители расхода открытых безнапорных потоков. Существуют

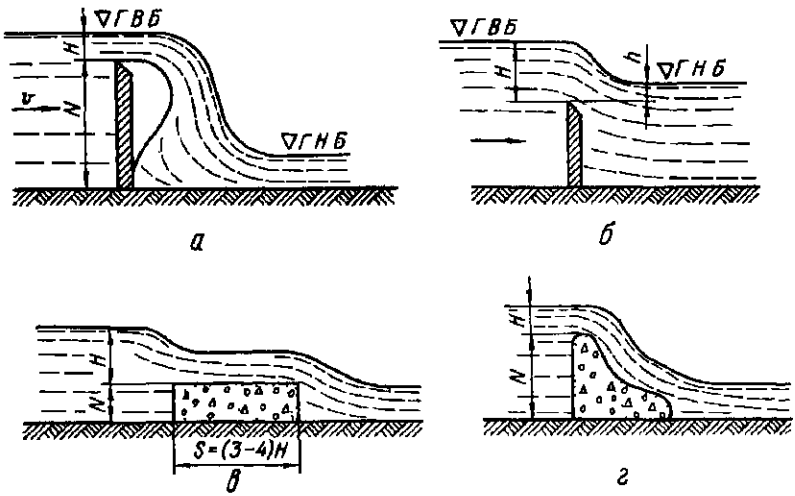


Рис. 80. Типы водосливов.

правила изготовления расходомерных водосливов, обеспечивающие достаточную для инженерных расчетов точность измерений. Эти правила составлены Главным Управлением гидрометеорологической службы СССР.

В пищевой промышленности водосливы можно встретить как приспособления для организованного и регулируемого стока воды из технических водохранилищ (прудов), как приспособления для грубой оценки расхода жидких продуктов производства при их перетекании из одного аппарата в другой.

По такому принципу водослива работают сливные стаканы брагоперегонных аппаратов, спиртоловушек непрерывного действия и др.

Все моечные аппараты пищевой промышленности (свекло- и картофелемойки, бутыломоечные машины и др.) снабжены водосливными устройствами для регулирования уровня воды в мойках и удаления из них загрязнений и различных примесей с относительной плотностью менее единицы.

На практике наибольшее распространение получили следующие водосливы: с тонкой стенкой; незатопленные и затопленные с широким порогом, практического профиля.

Водослив с тонкой стенкой представляет собой сооружение (рис. 80, *а*), у которого верхняя кромка порога заостренная или

достаточно тонкая (малая) по сравнению с высотой H (напором водослива [1]).

Назовем уровень воды слева перед порогом — горизонтом верхнего бьефа (Г. В. Б), а уровень воды после порога — горизонтом нижиего бьефа (Г. Н. Б). Водослив, показанный на рис. 80, *а* принято называть незатопленным.

Если горизонт нижнего бьефа оказывается выше уровня гребня водослива (рис. 80, *б*), то такой водослив называют затопленным. Если ширина порога S водослива велика и достигает $(2 \div 3)$ H, то он называется водосливом с широким порогом (рис. 80, *в*). У такого водослива наблюдается два перепада уровней — в начале и конце порога.

Вследствие изменения уровней воды над самым порогом течение происходит в условиях неравномерного установившегося движения. Формы порогов или преград водосливов могут быть весьма разнообразны и с различными соотношеннями размеров. Все типы водосливов, которые не отвечают определенным данным для водосливов с тонкой стенкой и с широким порогом, обычно называют водосливами практического профиля. Очень часто форма порогов у таких водосливов имеет очертания падающей струи (рис. 80, *г*).

Следует также добавить, что преграды водосливов чаще всего располагаются перпендикулярно к направлению потока. Одиако, встречаются и косые водосливы, преграды которых расположеиы к потоку воды под некоторым углом, отличиым от 90° и в плане имеют различиую криволинейиую форму, например, форму дуги окружности.

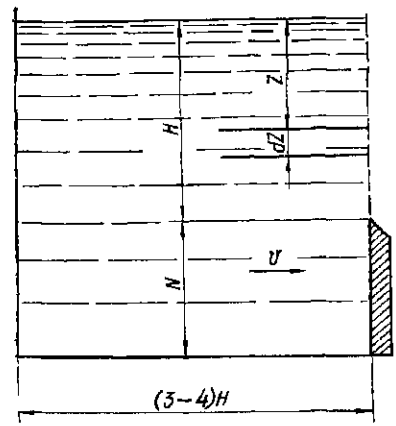


Рис. 81. Схема к определеиию расхода через водослив.

Водосливы, особенио как измерительные приспособления, выполняются также в виде прямоугольных, трапецеидальных и треугольных вырезов в вертикальной стенке, образующей преграду.

Каждый из многочисленных типов водосливов имеет свои специфические особенности, которые рассматриваются в специальной литературе, а некоторые общие характеристики приводятся в гидравлических справочниках.

Рассмотрение течения жидкости через водослив в инженерной практике чаще всего связано с определением его расхода Q. Рассмотрим простейший тип водослива (рис. 80, *а*), уподобив его работу истечению жидкости через большое прямоугольное отверстие в вертикальной стенке

[1] Напором водослива называют превышение уровня воды в верхием бьефе над гребием.

сосуда при условии, что это отверстие имеет вертикальный размер, достигающий уровня горизоита верхнего бьефа (рис. 81).

Пользуясь обозначениями, принятыми при выводе формулы (10.19) находим, что элементарный расход dQ в произвольном сечении отверстия dF на глубине z ($z_1=0$; $z_2=H$) определится величиной

$$dQ = \mu\, dF\sqrt{2gz} = \mu\, b\sqrt{2g}\, z^{1/2}\, dz, \qquad (10.49)$$

где b — ширина прямоугольного отверстия, перпендикулярная плоскости чертежа.

Полный расход Q определится при интегрировании выражения (10.49) в пределах от $z_1=0$ до $z_2=H$:

$$Q = \mu\, b\sqrt{2g}\int_0^H z^{1/2}\, dz = \frac{2}{3}\,\mu\, b\sqrt{2g}\, H^{3/2} = mbH\sqrt{2gH}, \qquad (10.50)$$

где $m=\frac{2}{3}\ \mu$ — коэффициент расхода водослива.

Средняя скорость v, с которой жидкость подходит к водосливу, бывает достаточно большой, и напор, соответствующий кииетической энергии $v^2/2g$, соизмерим со статическим напором водослива H. Поэтому общий напор над водосливом определяется величиной $\left(H+\frac{v^2}{2g}\right)$, а расход водослива с учетом скорости подхода жидкости к порогу выразится зависимостью

$$Q = mb\sqrt{2g}\left(H+\frac{v^2}{2g}\right)^{3/2}. \qquad (10.51)$$

Коэффициент расхода водослива m определяется при помощи эмпирических зависимостей, которые приводятся в специальной литературе. Для инженерных расчетов можно рекомендовать формулу Базена:

$$m = \left(0{,}405+\frac{0{,}0027}{H}\right)\left[1+0{,}55\left(\frac{H}{H+N}\right)^2\right], \qquad (10.52)$$

где N — высота порога водослива со стороны верхнего бьефа.

Для прямоугольного незатопленного водослива с тонкой стенкой обычио принимают $m=0{,}4\div0{,}5$. Для уточнения коэффициента расхода m водослива академик Н. Н. Павловский исследовал водосливы в зависимости от основных факторов, влияющих на расход, а именно: от напора, формы гребня и степени затопления. В результате была предложена зависимость

$$m = m_r\,\sigma_н\,\sigma_f\,\sigma_n, \qquad (10.53)$$

где m_r — приведенный коэффициент расхода, равный m при $\sigma_н\,\sigma_f\,\sigma_n=1$;

$\sigma_н$ — коэффициент напора, учитывающий влияние измеиеиия напора на расход водослива даиного типа;

σ_f — коэффициент формы, учитывающий влияние изменеиия формы гребня водослива на его расход;

σ_n — коэффициент затопления, учитывающий изменеиие расхода водослива от степеии его затопления.

С учетом равеиства (10.50) формула (10.51) для расхода водослива, определяемого по методу академика Н. Н. Павловского, примет вид

$$Q = m_r \sigma_н \sigma_f \sigma_n b \sqrt{2g} \left(H + \frac{v^2}{2g} \right)^{3/2}. \qquad (10.54)$$

Обычно коэффициенты m_r, $\sigma_н$, σ_f, σ_n в зависимости от напора H, высоты затопления h, ширнны водослива s определяются по табл. 18 и 19.

Таблица 18

Данные для определения коэффициента расхода водослива некоторых практических профилей

Коэффициент	Незатопленный водослив		Затопленный водослив	
	Прямоугольный	Прямоугольный с закруглением входного ребра	Прямоугольный	Прямоугольный с закруглением входного ребра
m_r	0,42	0,42	0,42	0,42
σ_f	1	$1+\frac{r}{H}$	1	$1+\frac{r}{H}$
$\sigma_н$	$0{,}7+0{,}185\frac{H}{s}$	$0{,}7+0{,}185\frac{H}{s}$	$0{,}7+0{,}185\frac{H}{s}$	$0{,}7+0{,}185\frac{H}{s}$
σ_n	1	1		См. прнмечанне

Примечание. Для затопленных водосливов $\sigma_n = f\left(\frac{h}{H}\right)$, где h — уровень воды над гребнем в нижнем бьефе водослива (высота затопления). Так, например, при $\frac{h}{H}=0$ $\sigma_n=1$; при $\frac{h}{H}=0{,}45$ $\sigma_n=0{,}951$; при $\frac{h}{H}=0{,}6$ $\sigma_n=0{,}92$

Таблица 19

Данные для определения коэффициента расхода некоторых водосливов с широким порогом

Коэффициент	Незатопленный водослив		Затопленный водослив	
	Порог без закругления входного ребра	Порог с закруглением входного ребра	Порог без закругления входного ребра	Порог с закруглением входного ребра
m_r	0,32	0,32	0,32	0,32
σ_f	1	1,09	1	1,09
$\sigma_н$	1	1	1	1
σ_n	1	1		См. прнмечание

Примечание. Для затопленных водосливов $\sigma_n = f\left(\frac{h}{H}\right)$, где h — уровень воды над широким порогом. Так, при $\frac{h}{H}=0{,}7$ $\sigma_n=1$; при $\frac{h}{H}=0{,}8$ $\sigma_n=0{,}929$; при $\frac{h}{H}=0{,}9$ $\sigma_n=0{,}739$; при $\frac{h}{H}=0{,}98$ $\sigma_n=0{,}36$.

ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ КАНАЛАХ И РУСЛАХ

ТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ КАНАЛАХ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ

Течение жидкости в открытых каиалах, желобах, лотках и иезатопленных трубах может происходить в условиях неустановившегося и установившегося движения. Однако, для решения ряда практических задач оказывается достаточным рассмотрение равномериого движеиия жидкости, т. е. такого установившегося движеиия, при котором скорость частиц жидкости вдоль потока остается постоянной, а потому средняя скорость в любом сечеиии потока не изменяется ($v=\text{const}$). Обычно при рассмотреиии закономерностей турбулеитного течеиия жидкости в открытых каиалах поле истиииых скоростей заменяется полем осредненных скоростей.

Общие закономерности течения в открытых каналах рассмотрим, иачиная с равномерного безнапорного движеиия.

В открытом канале (рис. 82) выделим участок AB и рассмотрим закоиомериости течения для цилиндрического элемента $1—2$ длиной l.

Заметим, что рассматриваемые здесь положеиия не отличаются от тех, которые были бы присущи элемеиту $1—2$ в случае его расположения вдоль потока напориого трубопровода.

Из условий равиомерного движеиия полагаем, что живое сечение F рассматриваемого элемента $1—2$ может быть выбрано произвольной формы, но его площадь должна оставаться одинаковой по всей длине l.

Полагая, что поток прямолинейиый, считаем, что потери энергии иа преодоление местиых сопротивлений отсутствуют и гидравлические сопротивления определяются сопротивлением треиия h_l, равномерно распределенным вдоль потока по длине l.

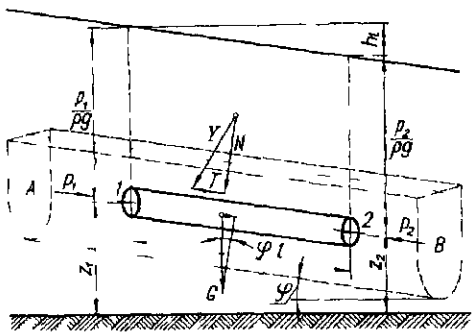


Рис. 82. Течение жидкости в открытых каналах.

Поскольку при равиомерном движении ускореиие частиц жидкости отсутствует, то отсутствует и сила инерции. Поэтому применение прииципа Даламбера к движущемуся в потоке элемеиту $1—2$ сводится к составлению уравиеиия равиовесия всех сил, действующих иа рассматриваемый элемент в проекции на направление движения.

В процессе движения к элементу *1—2* приложены следующие силы.

Силы гидродинамического давления P_1 и P_2, действующие соответственно на торцевые поверхности *1* и *2* движущегося элемента. Эти силы направлены вдоль оси элемента, причем, сила P_2 отрицательна, так как направлена против движения.

Гидродинамическое давление в сечении *I* обозначим через p_1, а в сечении *II* через p_2. Вследствие равномерного характера движения рассматриваемого элемента можно принять гидростатический закон распределения давления в сечениях *I* и *II*:

$$P_1 - P_2 = F(p_1 - p_2).$$

Сила тяжести $G = \rho g F l$ в проекции на направление движения определится величиной $G \sin \varphi$, где φ — угол наклона оси движения к горизонту. Учитывая, что $\sin \varphi = (z_1 - z_2)/l$, проекцию силы тяжести на направление движения можно представить в виде

$$G \sin \varphi = \rho g F l \frac{z_1 - z_2}{l} = \rho g F (z_1 - z_2).$$

Силы Y действуют на боковые поверхности движущегося в реальной жидкости элемента *1—2* и направлены произвольно к его поверхности. Раскладывая эти силы по нормальным и касательным направлениям к движению, можно утверждать, что нормальные составляющие их будут взаимно уравновешиваться. Касательные составляющие представляют собой те силы (действующие на поверхности элемента *1—2*), которые приложены со стороны окружающего объема жидкости, не принимающего участия в движении элемента *1—2*. Указанные силы как бы тормозят его движение. Следовательно, это и есть касательные силы гидравлического сопротивления трения, которые действуют на наружные поверхности движущегося элемента *1—2* вдоль потока и имеют отрицательный знак.

Если обозначить среднее напряжение этих касательных сил гидравлического сопротивления на поверхности элемента *1—2* через τ_0, то численные значения этих сил можно определить зависимостью

$$T = -\tau_0 \chi l,$$

где χ — смоченный периметр живого сечения элемента *1—2*.

Таким образом, уравнение равновесия всех сил, действующих на элемент *1—2* в проекции на направление движения, можно представить в виде

$$F(p_1 - p_2) + \rho g F (z_1 - z_2) - \tau_0 \chi l = 0. \qquad (11.1)$$

Разделив все члены этого уравнения на $\rho g F$, получим

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 = \frac{\tau_0}{\rho g} \cdot \frac{\chi}{F} l$$

или

$$\frac{1}{l}\left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)\right] = \frac{\tau_0}{\rho g} \cdot \frac{1}{R}. \qquad (11.2)$$

Левая часть уравнения (11.2) представляет собой пьезометрический уклон:

$$i_п = \frac{1}{l}\left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right)\right],$$

который при равномерном движении равен гидравлическому уклону, т. е. $i_п = i$. Следовательно, при равномерном движении жидкости справедлива зависимость:

$$i = \frac{\tau_0}{\rho g} \cdot \frac{1}{R}, \qquad (11.3)$$

или

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = Ri. \qquad (11.4)$$

Уравнение (11.4) в гидравлике называют **основным уравнением равномерного движения.**

Сравнив уравнения (11.3) и (11.4) с полученными ранее для напорных трубопроводов формулами (4.28) и (4.29) находим, что основные уравнения равномерного напорного и безнапорного движения одинаковы.

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ТУРБУЛЕНТНОГО РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ В ОТКРЫТЫХ КАНАЛАХ

Равномерное турбулентное течение вдоль открытого прямолинейного канала возможно при соблюдении определенных условий.

Скорость частиц вдоль потока не должна меняться. Следовательно, средняя скорость в любом живом сечении должна быть одинакова. Это, в свою очередь, влечет за собой в непрерывном потоке одинаковость его формы и размеров живых сечений, а также постоянство положительного ($z_1 > z_2$) гидравлического уклона $i = \text{const}$. Шероховатость стенок вдоль потока должна быть одинаковой по всему руслу.

Как известно, при развитом турбулентном движении в зоне квадратичных сопротивлений закономерность течения описывается зависимостью $v = c\sqrt{Ri}$. Скоростной коэффициент c определяется по степенной формуле $c = \frac{1}{n} R^y$. На основании многочислен-

ных исследоваиий академик Н. Н. Павловский [23] утверждает, что ранее выведенные зависимости (8.10) и (8.11), а также формула (8.12) для определения показателя y являются зависимостями общего назначения, т. е. применимыми как для напорных трубопроводов, так и для открытых русел.

Из формулы (8.10) иаходим, что

$$Ri = \frac{v^2}{c^2} .$$

Подставив зиачение Ri из этой зависимостн в формулу (11.4), получим

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = \frac{v^2}{c^2} \quad \text{или} \quad \tau_0 = \rho g \frac{v^2}{c^2} . \tag{11.5}$$

Известио, что $h_l = il$, поэтому, пользуясь формулой (11.3), можио записать

$$h_l = \frac{\tau_0}{\rho g} \frac{l}{R} , \tag{11.6}$$

а

$$\tau_0 = \frac{\rho g R h_l}{l} = \rho g R i. \tag{11.7}$$

При расчете промышлениых каиалов и заводских желобов часто основиой задачей является определение средней скорости течения и расхода жидкости.

Использование для этого зависимостей $v = c\sqrt{Ri}$ и $Q = Fc\sqrt{Ri}$ свидетельствует о значении гидравлического радиуса R как характеристики формы сечеиия потока в случае иеобходимости изменения скорости течения или пропускиой способности имеющегося канала или желоба.

Действительно, нз прнведениых соотиошеиий видно, что при одном и том же живом сечеиии F каиала расход Q будет, при прочих равных условиях, тем больше, чем больше гидравлический радиус, равный $R = \frac{F}{\chi}$. Очевидно, что при определенном живом сечении потока F гидравлический радиус будет тем больше, чем меньше окажется смоченный периметр χ.

Известно, что из простейших геометрических фигур наименьшим смоченным периметром обладает круг

$$R = \frac{\pi d^2}{4} \frac{1}{\pi d} = \frac{d}{4} .$$

Поэтому промышленные каналы, желоба и лотки сооружают такой формы, чтобы смоченный периметр в живом сечеиии представлял собой контур геометрической фигуры, вписаиной в окружность или описаиной вокруг нее (рис. 83).

В заводской практике чаще всего сооружают трапецеидальные (рис. 83, *а*), полукруглые (рис. 83, *б*) или прямоугольные (рис. 83, *в*) каналы и желоба. Наиболее выгодной является полукруглая форма желобов (рис. 83, *б*). При изготовлении желобов из листовой стали их такими и делают. При использовании других материалов их выполняют, главным образом, прямоугольными (рис. 83, *в*), а иногда, в более крупных сооружениях,— трапецеидальными.

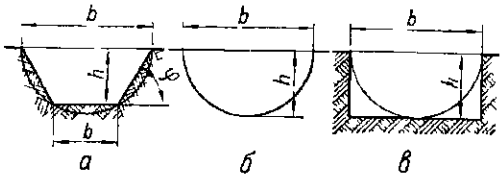


Рис. 83. Трапецеидальная (*а*), полукруглая (*б*) и прямоугольная (*в*) формы сечения каналов и желобов.

Независимо от формы живого сечения канала для увеличения его пропускной способности соотношение размеров сечения должно быть таким, чтобы гидравлический радиус R живого сечения был максимальным. Это значит, что при данном сечении F смоченный периметр χ должен быть минимальным.

Аналитическое решение такой задачи заключается в том, чтобы выразить смоченный периметр сечения χ в функции какой-либо переменной величины, являющейся в то же время одной из основных геометрических характеристик потока, например, глубины потока h. Затем найти производную $\frac{d\chi}{dh}$ и приравнять нулю; из полученного уравнения определим минимальное (экстремальное) значение смоченного периметра χ для данной формы живого сечения потока. Следуя этой методике, найдем минимальное значение χ для прямоугольного сечения канала.

В случае прямоугольного сечения $F=bh$, а $\chi=b+2h$. Выразив ширину канала b через глубину h и площадь живого сечения F, получим $b=\frac{F}{h}$. Тогда смоченный периметр $\chi=\frac{F}{h}+2h$. Взяв производную $\frac{d\chi}{dh}$ и приравняв ее нулю, получим

$$\frac{d\chi}{dh}=-\frac{F}{h^2}+2=0,$$

откуда

$$-\frac{bh}{h^2}+2=0 \quad \text{и} \quad b=2h. \tag{11.8}$$

Следовательно, наиболее выгодным соотношением размеров канала прямоугольного сечения будет такое, при котором ширина канала b в два раза больше глубины наполнения h. Аналогично можно показать, что наиболее выгодным живым сечением трапецеидального канала будет такое сечение, гидравли-

ческий радиус которого равеи половиие глубиины иаполнеиия каиала $\left(R = \frac{h}{2}\right)$.

Зиачеиие скоростного коэффициента C определяется по таблице, составленной по формуле Н. Н. Павловского $C = \frac{1}{n} R^y$ в фуикции коэффициента шероховатости n и гидравлического радиуса R (табл. 20).

Таблица 20

Завнсимость скоростного коэффициента C от гидравлического радиуса R и шероховатости стенки желоба n

R	n					R	n				
	0,011	0,013	0,017	0,020	0,025		0,011	0,013	0,017	0,020	0,025
0,10	67,2	54,3	38,1	30,6	22,4	0,45	82,0	68,4	50,9	42,5	33,1
0,12	68,8	55,8	39,5	32,6	23,5	0,50	83,1	69,5	51,9	43,5	34,0
0,14	70,3	57,2	40,7	33,0	24,5	0,55	84,1	70,4	52,8	44,4	34,8
0,16	71,5	58,4	41,8	34,0	25,4	0,60	85,3	71,4	53,7	45,2	35,5
0,18	72,6	59,5	42,7	34,8	26,2	0,65	86,0	72,2	54,5	45,9	36,2
0,20	73,7	60,4	43,6	35,7	26,9	0,70	86,8	73,0	55,2	46,6	36,9
0,26	76,3	62,9	45,9	37,8	28,8	0,80	88,3	74,5	56,5	47,9	38,0
0,30	77,7	64,3	47,2	39,0	29,9	0,90	89,4	75,5	57,5	48,8	38,9
0,35	79,3	65,8	48,6	40,3	31,1	1,00	90,9	76,9	58,8	50,0	40,0
0,40	80,7	67,1	49,8	41,5	32,2	1,20	93,1	79,0	60,7	51,8	41,6

Как известно, коэффициеит шероховатости n (или абсолютная шероховатость Δ) определяется качеством обработки поверхности, свойствами материалов и особениостью конструкции:

Характер поверхиости	n	Δ, мм
Исключнтельно гладкая, покрытая эмалью илн глазурью	0,009	0,008
Тщательно пригнанные доскн, хорошо отстрогаиные. Лучшая штукатурка	0,010	0,034
Лучшая штукатурка (1/3 песка). Чистые гончарные, чугунные и железиые трубы, хорошо уложеиные н соединеиные. Хорошо отстроганные доски	0,011	0,113
Нестрогаиные доски, хорошо пригнанные. Водопроводные трубы в иормальиых условиях; весьма чистые водосточные трубы; хорошан бетонировка	0,012	0,295
Тесовая кладка в лучших условиях, хорошая кирпичиая кладка. Несколько загрязиенные водопроводные трубы	0,013	0,693
Загрязненные трубы (водопроводные и водосточные); бетонировка каналов и средних условкях	0,014	1,42
Средняя кирпичиая кладка, облицовка из тесового камия в средних условиях. Значительно загрязнеиные водостокн	0,015	2,57

Хорошая бутовая кладка; старая кирпичная кладка; сравнительно грубая бетонировка. Исключительно гладкая, хорошо разработанная скала	0,017	7,09
Каналы, покрытые толстым устойчивым илистым слоем; каналы в плотном лессе и в плотном мелком гравии, затянутые сплошной илистой пленкой	0,018	11,08
Средняя (вполне удовлетворительная) бутовая кладка; булыжная мостовая. Каналы весьма чисто высеченные в скале	0,020	22,42

РАВНОМЕРНОЕ ЛАМИНАРНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ

Рассмотренные закономерности течения жидкости в открытых каналах и их применение в инженерной практике относятся к турбулентному движению. В частности, метод Н. Н. Павловского применим в случаях турбулентного движения в области квадратичных сопротивлений.

В пищевых отраслях промышленности (сахарной, спиртовой, пивоваренной, мясной, молочной и др.) очень часто наблюдается ламинарное течение вязких и очень вязких жидкостей в открытых лотках, желобах и т. д. В связи с этим метод Шези — Павловского для определения основных характеристик таких потоков неприменим. Из зависимостей

$$R = \frac{F}{\chi}; \quad v = C\sqrt{Ri}; \quad C = \frac{1}{n}R^y; \quad Q = FC\sqrt{Ri},$$

для определения средней скорости и расхода потока видно, что исходным и основным положением гидравлики в этом методе расчета является наиболее полный учет сопротивлений по периметру стенок, ограничивающих поток. Сопротивление внутреннего трения между частицами жидкости, т. е. вязкое трение, имеет здесь второстепенное значение. Для зоны квадратичных сопротивлений турбулентного потока это вполне логично. В этой зоне энергия потока не зависит от Re, а зависит только от шероховатости $\frac{\Delta}{r}$ стенок.

При ламинарном течении вязкой и очень вязкой жидкости в открытом русле пренебрегать вязким (внутренним) трением нельзя. Наоборот, в данном случае следует полагать, что основным фактором сопротивления движению являются силы внутреннего трения — силы вязкости. Следовательно, распределение скорости по поперечному сечению потока, скорость и расход будут подчиняться условиям вязкого течения жидкости.

Однако аналитические зависимости, выведенные для ламинарного потока в круглой трубе, не могут быть применимы на открытый поток произвольной формы сечения введением соответствующего гидравлического радиуса вместо диаметра или радиу-

са трубы. Это ясно из сказанного о характере закономериостей при течении вязких жидкостей в открытых каналах.

Применение гидравлического радиуса R имеет смысл только при условии, когда осиовным фактором процесса является внешнее трение частиц жидкости о стенки, ограиичивающие поток по периметру, который им смачивается.

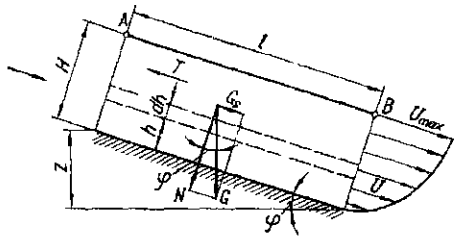


Рис. 84. Ламинарное течение жидкости в открытом канале прямоугольного сечения.

Решеиие рассматриваемой задачи в общей форме с учетом сил внутреииего трения между частицами (и слоями) жидкости, а также сил трения частиц жидкости о стеики, ограничивающие поток произвольной формы, представляет значительные математические трудности из-за сложиости взаимодействия различиых факторов процесса. Поэтому далее рассматриваются закоиомерностн только для некоторых случаев равиомериого движения в открытом канале без учета трения о боковые стенки, ограничивающие поток. Естественио, такой подход может быть оправдан лишь в предположеиии достаточио большой ширины потока по сравнеиию с его глубиной.

Рассмотрим иаиболее часто встречающиеся в производственной практике случаи безнапорного равиомериого течеиия вязкой жидкости [19], примеиив для вывода основных закономерностей уравнение приращения количества движения;

$$mv_2 - mv_1 = \sum_i F_i t.$$

Напомним, что в равиомерием потоке изменеиие количества движения в едииицу времени $mv_2 - mv_1 = 0$. Следовательио, аиалитическое выражение закоиа количества движения для едииицы времени сводится, в таком случае, к равеиству нулю суммы проекций всех действующих сил иа направлеиие движения.

Рассмотрим закономериости ламиниариого течеиия в открытых руслах для двух случаев.

Первый случай. Жидкость движется в открытом каиале прямоугольного сечения, плоское дно которого иаклонено к горизоиту под углом φ (рис. 84). Выделим для рассмотрения элемент AB движущейся жидкости, длнна которого l, ширина (перпендикулярно плоскости чертежа) b. На этот элемеит действует сила тяжести G, составляющая которой вдоль оси потока $G_s = G \sin \varphi$.

Противоположно иаправлеиию потока действуют силы треиия, равнодействующая которых

$$T = \tau F,$$

где $\tau = \mu \frac{dU}{dh}$ — иапряжеине сил трения в потоке, причем при-

нимается, что в слоях потока градиент скорости $\frac{dU}{dh} > 0$, так как у дна скорость $v = 0$.

Полагаем, что во всех продольных сечениях потока закон распределения скоростей одинаков. Кроме того, пренебрегаем силами трения на поверхности.

Для произвольного верхнего слоя потока толщиной $H-h$, находящегося на расстоянии h от дна рассматриваемого элемента AB, может быть записано равенство

$$G \sin \varphi - T = 0, \tag{11.9}$$

где $G \sin \varphi = (H-h)\, bl\, \rho\, gi$, так как $\sin \varphi = \frac{z}{l} = i$;

$$T = \mu \frac{dU}{dh}\, bl.$$

Поэтому

$$(H-h)\, bl\, \rho\, gi - \mu \frac{dU}{dh}\, bl = 0. \tag{11.10}$$

Сократив выражение (11.10) на bl, получим

$$(H-h)\, \rho\, gi = \mu \frac{dU}{dh},$$

откуда

$$dU = \frac{gi}{\nu} (H-h)\, dh. \tag{11.11}$$

Для определения скорости жидкости в произвольном продольном сечении потока на расстоянии h от дна проинтегрируем выражение (11.11) в пределах от $U_1 = 0$ до $U_2 = U$ и соответственно от $h_1 = 0$ до $h_2 = h$:

$$U = \frac{gi}{\nu} \int_0^h (H-h)\, dh = \frac{gi}{\nu} \left(Hh - \frac{h^2}{2} \right) = \frac{gi}{2\nu} (2Hh - h^2). \tag{11.12}$$

Это и есть параболический закон распределения скоростей по продольному сечению потока (рис. 84). Скорость U достигает максимума на поверхности потока при $h = H$

$$U_{max} = \frac{gi}{2\nu} H^2. \tag{11.13}$$

Из полученной формулы видно, что скорость жидкости в поверхностном слое ламинарного равномерного потока пропорциональна квадрату толщины слоя.

Расход Q жидкости такого потока шириной b может быть определен, исходя из следующего равенства

$$dQ = UdF = \frac{gi}{2\nu}(2Hh - h^2)\,bdh. \qquad (11.14)$$

Проинтегрировав это выражение от $Q_1=0$ до $Q_2=Q$, т. е. от $h=0$ до $h_2=H$, получим

$$Q = \frac{bgi}{2\nu}\left(2\frac{H^3}{2} - \frac{H^3}{3}\right) = \frac{1}{3}\frac{bgi}{\nu}H^3, \qquad (11.15)$$

откуда легко найти среднюю скорость в виде

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{bH} = \frac{1}{3}\frac{gi}{\nu}H^2. \qquad (11.16)$$

Сравнивая выражения (11.13) для максимальной скорости потока и (11.16) для средней скорости, находим, что

$$v = \frac{2}{3}U_{\max}. \qquad (11.17)$$

Второй случай. Рассмотрим равномерное ламинарное движение жидкости по вертикальным поверхностям нагревательных или охладительных аппаратов. Это частный случай движения жидкости по наклонному каналу с углом наклона $\varphi=90°$, т. е. $i=\sin\varphi=1$.

В соответствии с формулой (11.12) скорость жидкости в произвольной точке

$$U = \frac{g}{2\nu}(2Hh - h^2). \qquad (11.18)$$

Максимальная скорость в соответствии с формулой (11.13)

$$U_{\max} = \frac{gH^2}{2\nu}, \qquad (11.19)$$

а средняя скорость в соответствии с формулой (11.16)

$$v = \frac{1}{3}\frac{gH^2}{\nu}. \qquad (11.20)$$

Расход потока на ширине b в соответствии с формулой (11.15)

$$Q = \frac{1}{3}\frac{bg}{\nu}H^3. \qquad (11.21)$$

Расход, приходящийся на 1 м ширины потока,

$$Q = \frac{1}{3}\frac{g}{\nu}H^3. \qquad (11.22)$$

Как известно, по Пуазейлю при ламинарном равномерном движении в круглой трубе расход $Q=\frac{\pi\rho gi}{8\mu}r_0^4$ и, следовательно, для заполненного открытого полукруглого канала расход может быть определен зависимостью

$$Q = \frac{\pi\rho gi}{16\mu}r_0^4. \qquad (11.23)$$

И. А. Чарный приводит данные с расходе очень вязкой жидкости через канал прямоугольного сечения шириной b и глубиной H. Решение дается на основании сложного математического анализа в общей форме. Приводим соответствующую зависимость для расчета без ее вывода

$$Q = 0{,}286 \frac{gi}{\nu} \cdot \frac{b^3H^3}{b^2 + 4H^2}. \qquad (11.24)$$

Для наивыгоднейшего трапецеидального сечения канала, представляющего собой половину правильного шестиугольника со стороной b, выведена зависимость

$$Q = 0{,}066 \frac{gi}{\nu} b^4. \qquad (11.25)$$

Приведем некоторые примеры использования приведенных формул.

Пример 1. Определить пропускную способность (расход) прямоугольного желоба, а также среднюю скорость кормовой патоки в нем, если: плотность патоки $\rho = 1445$ кг/м^3; температура патоки $t = 50°$ С; ширина желоба $b = 0{,}2$ м; полезная высота $H = 0{,}1$ м; уклон желоба по существующим нормативам $i = 0{,}03$; абсолютная вязкость кормовой патоки при 50° С $\mu = 25{,}9$ П (кинематическая вязкость $\nu = 17{,}9 \frac{\text{см}^2}{\text{с}} = 0{,}00179 \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$).

Решение. По формуле (11.15) определяем расход кормовой патоки через указанный желоб:

$$Q = \frac{1}{3} \cdot \frac{bgi}{\nu} H^3 = \frac{1}{3} \cdot \frac{0{,}2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}03}{0{,}00179} \cdot 0{,}1^3 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0{,}011 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Средняя скорость

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{bH} = \frac{0{,}011}{0{,}2 \cdot 0{,}1} \frac{\text{м}}{\text{с}} = 0{,}55 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Пример 2. Определить толщину H слоя пивного сусла на поверхности вертикального оросительного холодильника при максимальном, в соответствии с нормативами, количестве сусла, стекающего на 1 м длины холодильника $Q = 0{,}0005$ м^3/с.

Решение. Кинематическую вязкость сусла примем равной

$$\nu = 0{,}000003 \text{ м}^2/\text{с}.$$

В соответствии с формулой (11.22) на 1 м ширины вертикальной стенки расход жидкости составит

$$Q = \frac{1}{3} \frac{gH^3}{\nu},$$

откуда

$$H = \sqrt[3]{\frac{3Q\nu}{g}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0{,}0005 \cdot 0{,}000003}{9{,}81}} = 0{,}0017 \text{ м}.$$

Таким образом, толщина слоя сусла на поверхности холодильника составляет $H = 1{,}7$ мм.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОТОКА И ТВЕРДОГО ТЕЛА

РЕАКТИВНОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ

В трубопроводах, технологических аппаратах и гидравлических машинах часто наблюдается силовое взаимодействие потоков жидкости с твердыми телами и стенками, ограничивающими поток.

Рассмотрим простейший случай взаимодействия вытекающей струи воды и резервуара (рис. 85, *а*). Пусть сосуд открыт, истечение жидкости происходит в атмосферу. Если уровень воды в резервуаре поддерживать на высоте H над центром отверстия, то эпюра избыточного давления на боковую стенку AB изобразится наклонной прямой BE. Как известно, угол наклона ABE эпюры гидростатического давления для воды равен 45°, следовательно, треугольник ABE является равнобедренным.

Если бы в стенке CD не было отверстия, то эпюра избыточного давления на эту стенку изобразилась бы наклонной прямой CE. При этом силы, действующие на стенки AB и CD, находились бы в равновесии. Но так как в стенке CD имеется отверстие fk с площадью сечения F_0, через которое вытекает вода, то эпюра давления в месте, расположенном против открытого отверстия, изменится и примет вид кривой $cmfknE$. Равновесие сил, действующих на стенки, нарушится и равнодействующая их R будет направлена в сторону стенки AB противоположно направлению вытекающей струи.

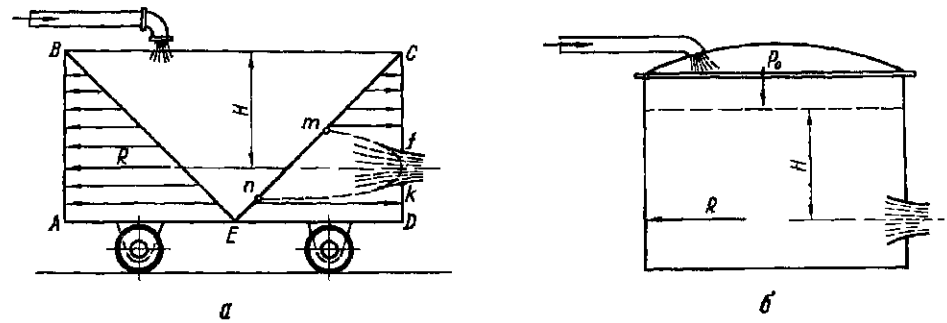


Рис. 85. Реактивное действие струи при истечении из открытого резервуара (*а*) и при избыточном давлении (*б*).

Следовательно, струя, вытекающая из резервуара, производит на него динамическое воздействие в виде силы R — так называемой реакции струи. Если поставить сосуд на колеса, то он двинется противоположно направлению струи. Численное значение этой силы можно определить, применив закон изменения количества движения $mU_2 - mU_1 = Yt$, где Yt — импульс всех сил, приложенных к рассматриваемой системе.

Так как приращение количества движения рассматривается для единицы времени и начальная скорость в данном случае $U_1=0$, а конечная скорость при выходе принимается равной средней скорости $U_2=v_0$, то уравнение изменения количества движения примет вид

$$m_0 v_0 = -R, \tag{12.1}$$

где знак «минус» перед силой реакции обозначает, что направление ее противоположно движению воды из отверстия;

m_0 — масса воды, выходящей из отверстия в единицу времени.

Масса воды или другой жидкости, вытекающей в единицу времени через отверстие, может быть выражена так

$$m_0 = \rho_0 F_0 v_0.$$

Из формулы (12.1) абсолютное значение силы реакции струи может быть определено выражением

$$R = \rho v_0 F_0 \cdot v_0 = \rho v_0^2 F_0. \tag{12.2}$$

Следовательно, реакция струи, вытекающей из отверстия, в два раза больше силы динамического давления, создаваемого струей на площадь отверстия F_0. Полученное выражение можно представить в виде

$$R = 2\rho g F_0 \frac{v_0^2}{2g} = 2\rho g F_0 H. \tag{12.3}$$

Таким образом, сила реакции струи, вытекающей через отверстие с площадью сечения F_0, в два раза больше силы избыточного статического давления, создаваемого столбом жидкости высотой H над центром отверстия или соответствующего ему внешнего давления.

Если рассматриваемый резервуар закрыть сверху и создать над поверхностью жидкости избыточное давление p_0 (рис. 85, *б*), то скорость истечения v_0 из отверстия увеличится и будет определяться в соответствии с формулой (10.6) величиной

$$v_0 = \varphi \sqrt{2g\left(H + \frac{p_0 - p_{ат}}{\rho g}\right)}. \tag{12.4}$$

Соответственно увеличению внешнего давления p_0 в резервуаре будет увеличиваться и реакция R вытекающей струи.

Сила реакции струи жидкости используется в гидравлических двигателях. Работа паровых и газовых (реактивных) турбин основана на использовании реакции струи вытекающего пара или газа.

Естественно, применение высокого давления для выброса газов в камерах реактивных двигателей дает возможность пренебрегать геометрической высотой H столба жидкости или газа в камере и скорость истечения v_0 в этих случаях может быть найдена из выражения

$$v_0 = \varphi \sqrt{2g \frac{p_0 - p_{ат}}{\rho g}}, \tag{12.5}$$

а реакция струи R соответственно определится при $\varphi=1$ величиной

$$R = 2F_0(p_0 - p_{ат}). \qquad (12.6)$$

АКТИВНОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ

Рассмотрим случай натекания струи на неподвижную плоскую вертикальную преграду (рис. 86, *а*). Струя жидкости выбрасывается из сопла в сечении *00* и, будучи направлена вдоль горизонтальной оси *Ox* сопла, встречает на пути неподвижную преграду *AB*. Вследствие натекания струи на преграду, последняя испытывает динамическое действие струи и стремится как бы сдвинуться вдоль потока под действием силы *Y*. Так как преграда *AB* перпендикулярна направлению *Ox* струи, то, очевидно, после удара произойдет симметричное разделение потока. Уравнение изменения количества движения для единицы времени для данного случая можно записать в таком виде:

$$m_0v_0 - \frac{m_0}{2}U_1\cos\alpha_1 - \frac{m_0}{2}U_2\cos\alpha_2 = Y\cdot 1, \qquad (12.7)$$

где $m_1=m_2=\frac{m_0}{2}$ вследствие симметричности разделения потока.

Так как $\alpha_1=\alpha_2=90°$, то уравнение (12.7) примет вид

$$m_0v_0 = Y. \qquad (12.8)$$

Допустим, что площадь живого сечения струи между соплом (сечение *00*) и преградой *AB* не меняется и равна площади сечения отверстия F_0. Тогда масса жидкости, вытекающей из сопла

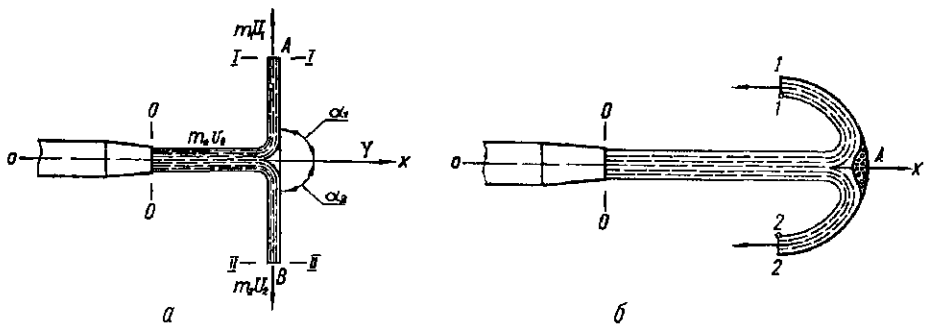


Рис. 86. Активное действие струи на неподвижные плоскую (*а*) и полусферическую (*б*) поверхности.

в единицу времени, будет $m_0=\rho v_0F_0$, и сила динамического давления натекающей струи на преграду *AB* определится величиной

$$Y = \rho F_0v_0^2 = 2\rho gF_0\frac{v_0^2}{2g} \qquad (12.9)$$

или

$$Y = 2\rho gHF_0, \qquad (12.10)$$

где H — статическое давление жидкости перед соплом, необходимое для создания скорости v_0 струи при выходе из сопла.

Если бы плоскую преграду AB приблизить к соплу, как бы прикрыв его, то плоскость AB в месте соприкосновения с выходным сечением сопла испытывала бы силу давления $P=\rho g F_0 H$.

Следовательно, динамическое усилие струи, натекающей на плоскую преграду, поставленную перпендикулярно направлению течения, в два раза больше статического давления, действующего на плоскую стенку, если бы она закрывала собою отверстие сопла.

Можно показать, что придав соответствующую форму преграде, на которую натекает струя, возможно увеличить ее динамическое воздействие на преграду. Так например, натекание струи на неподвижную преграду, имеющую форму полусферы (рис. 86, *б*), приводит к увеличению динамического воздействия. Действительно, пусть струя вытекает из сопла в сечении *00* и направляется в центральную точку A на внутренней поверхности полусферы. Вокруг точки A образуется водоворотная область, а затем жидкость обтекает внутреннюю поверхность полусферы и растекается, как бы разделившись на потоки с живыми сечениями *1—1* и *2—2*. Вследствие того, что струя направлена в центр полусферы полагаем, что поток разделяется симметрично.

Геометрическая форма полусферической преграды обусловливает поворот потока на угол $\alpha=180°$. Так как $\cos 180°=-1$, уравнение (12.7) изменения количества движения для данного случая примет вид

$$m_0 v_0 + \frac{m_0 U_1}{2} + \frac{m_0 U_2}{2} = Y.$$

С достаточным основанием можно полагать (пренебрегая потерями), что вследствие симметричного разделения потока, вышедшего из сопла, количество движения в единицу времени его частей, прошедших через сечение *1—1* и *2—2*, будет одинаковым, т. е. $\frac{m_0 U_1}{2}=\frac{m_0 U_2}{2}$ и, следовательно, $\frac{m_0 U_1}{2}+\frac{m_0 U_2}{2}=m U$.

Предположим, что $mU=m_0 v_0$, тогда:

$$Y = 2 m_0 v_0. \qquad (12.11)$$

Поэтому можно записать

$$Y = 2 m_0 v_0 = 2\rho F_0 v_0^2 = 4\rho g F_0 \frac{v_0^2}{2g}. \qquad (12.12)$$

Из сравнения выражений (12.9) и (12.12) следует, что сила динамического давления на неподвижную преграду полусферической формы в два раза больше аналогичного динамического усилия, действующего такой же струей жидкости на плоскую неподвижную преграду.

ДИНАМИЧЕСКОЕ ДЕЙСТВИЕ СТРУИ НА ПОДВИЖНЫЕ ПРЕГРАДЫ

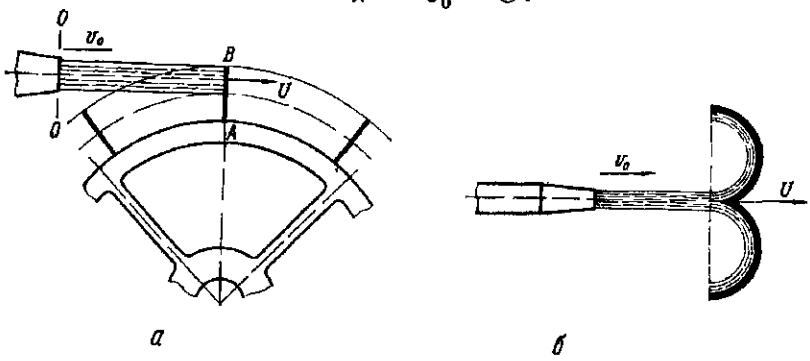
Под действием динамического давления струи на неподвижные преграды сила динамического давления не выполняет полезной работы. Для использования энергии струи необходимо, чтобы преграда, на которую действует сила набегающей струи, перемещалась, совершая полезную работу.

В инженерной практике, а особенно часто в практике работы гидравлических машин, приходится сталкиваться с активным и реактивным действием струй на подвижные преграды (лопасти).

Для того, чтобы наиболее полно использовать энергию струи, необходимо, чтобы набегающая струя все время действовала на подвижную преграду. Практически осуществить такой процесс удается с помощью системы преград (лопастей), попеременно попадающих в процессе движения под действие набегающей струи. Такая система пластинок может представлять собой радиальные лопасти рабочего колеса гидравлической машины.

Рассмотрим простейший случай действия на движущуюся плоскую преграду AB выходящей из сопла со скоростью v_0 струи (рис. 87, *а*). Плоскость AB, перпендикулярная направлению струи, перемещается со скоростью U, совпадающей в данный момент по направлению со скоростью v_0 струи. В этом случае истинная скорость, с которой струя действует на пластину AB, является относительной скоростью:

$$W = v_0 - U. \qquad (12.13)$$



а *б*

Рис. 87. Диамнческое действие струи на подвижные плоскую (*а*) и полусферическую (*б*) преграды.

Полагая, что струя непрерывно действует на одну из попеременно попадающих под нее пластин (рис. 87, *а*), можно определить количество движения всей массы жидкости, набегающей на лопасти, за определенный промежуток времени.

Массу жидкости, набегающую на лопасти в единицу времени, можно выразить через равную ей величину массового расхо-

да из сопла $m=\rho F_0 v_0$. Поэтому соответствующее количество движения жидкости на лопасти может быть определено величиной

$$mW = \rho F_0 v_0 (v_0 - U) = \rho Q (v_0 - U). \qquad (12.14)$$

Как следует из формулы (12.8), сила динамического давления струи на неподвижную аналогичио расположенную пластинку определяется количеством движеиия массы струи в единицу времени $Y=m_0 v_0$. Очевидно, что в случае подвнжной пластины, вместо скорости v_0 следует брать истиниую скорость иабегания струи иа пластинку, т. е. относительиую скорость W. Таким образом, находим

$$Y = mW = \rho F_0 v_0 (v_0 - U) = \rho Q (v_0 - U). \qquad (12.15)$$

Мощиость, создаваемая струей при набегании на систему таких пластинок, определяется величнной

$$N = YU = \rho F_0 v_0 (Uv_0 - U^2) = \rho Q (Uv_0 - U^2), \qquad (12.16)$$

Максимальное зиачение мощностн иайдем, определив производную $\frac{dN}{dU}$ и приравняв ее нулю

$$\frac{dN}{dU} = \frac{d(Uv_0 - U^2)}{dU} = v_0 - 2U = 0,$$

откуда

$$U = \frac{v_0}{2}. \qquad (12.17)$$

Следовательно, максимальиая мощиость будет получена при движении лопастей со скоростью, равной половине скорости набегающего потока. Поэтому максимальиая мощность выразится формулой

$$N_{max} = \rho F_0 (v_0^2 U - v_0 U^2) = \rho F_0 \left(\frac{v_0^3}{2} - \frac{v_0^3}{4} \right) =$$

$$= \rho F_0 \frac{v_0^3}{4}. \qquad (12.18)$$

Кинетическая энергия, определяемая расходом струи в единицу времени, будет

$$E_{кин} = \rho Q \frac{v_0^2}{2} = \rho F_0 v_0 \frac{v_0^2}{2} = \rho F_0 \frac{v_0^3}{2}. \qquad (12.19)$$

Сравнив формулы (12.18) и (12.19) находим, что в рассматриваемом случае максимально нспользуемая мощность струи составляет половину кинетической энергии, затрачиваемой на перемещение лопасти в единицу времени

$$N_{max} = 0{,}5 E_{кин}. \qquad (12.20)$$

Если система рассматриваемых пластииок представляет собой плоские радиальные лопасти рабочего колеса гидравличе-

ской машины, то из формулы (12.20) можно сделать заключение, что при помощи такого рабочего колеса можно использовать только половину кинетической энергии потока, поступающего на лопасти.

Рассмотрим теперь динамическое действие струи на ковшевые лопасти, выполненные в виде полусфер (рис. 87, *б*). Здесь также скорость струи, выходящей из насадка v_0, и поступательная скорость ковшевой лопасти U, имеют одно и то же направление — вдоль струи. Используя здесь пояснение к рисунку и формулу (12.11), можно сделать заключение, что в данном случае сила динамического давления в два раза больше количества движения, которое соответствует секундному расходу струи и ее скорости относительно поверхностей лопасти $(v_0 - U)$:

$$Y = 2\rho Q(v_0 - U) = 2\rho F_0 v_0 (v_0 - U). \qquad (12.21)$$

Соответственно мощность, создаваемая системой таких лопастей рабочего колеса, определится величиной

$$N = YU = 2\rho F_0 v_0 (v_0 U - U^2). \qquad (12.22)$$

При оптимальном значении $U = \frac{v_0}{2}$, получим

$$N_{max} = 2\rho F_0 v_0 \left(\frac{v_0^2}{2} - \frac{v_0^2}{4} \right) = 2\rho F_0 \frac{v_0^3}{4} = \rho F_0 \frac{v_0^3}{2}. \qquad (12.23)$$

Кинетическая энергия, создаваемая струей в единицу времени, $E_{кин} = \rho F_0 \frac{v_0^3}{2}$ и, следовательно,

$$N_{max} = E_{кин}, \qquad (12.24)$$

Таким образом, полусферические ковшевые лопасти являются наиболее выгодными, теоретически обеспечивающими полное использование кинетической энергии набегающей струи. Практически степень использования кинетической энергии струи вследствие различных потерь будет неполной.

Часть вторая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Глава тринадцатая

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАБОТЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Классификация гидравлических машии приведена на схеме 1.

Гидравлическими машиами называются устройства, которые служат для преобразоваиия механической энергии двигателя в энергию перемещаемой жидкости (насосы) или для преобразования гидравлической энергии потока жидкости в механическую энергию (гидравлические турбины).

К гидравлическим машинам также относятся некоторые специальные устройства, служащие для подъема и перемещения жидкостей:

а) гидравлические тараны, работа которых основана на принципе использоваиия давления, получающегося при гидравлическом ударе;

б) водоструйные насосы, в которых подъем и перемещение жидкости происходит за счет использования киистической энергии струи;

в) эрлифты — устройства, в которых в результате нагнетания воздуха в скважины создается разность объемных масс в столбе эмульгированной поднимаемой жидкости и в массе жидкости, окружающей этот столб.

В пищевой промышленности примеияются, главиым образом, гидравлические машины, служащие для подъема, перемещения или нагнетания капельных жидкостей, т. е. насосы.

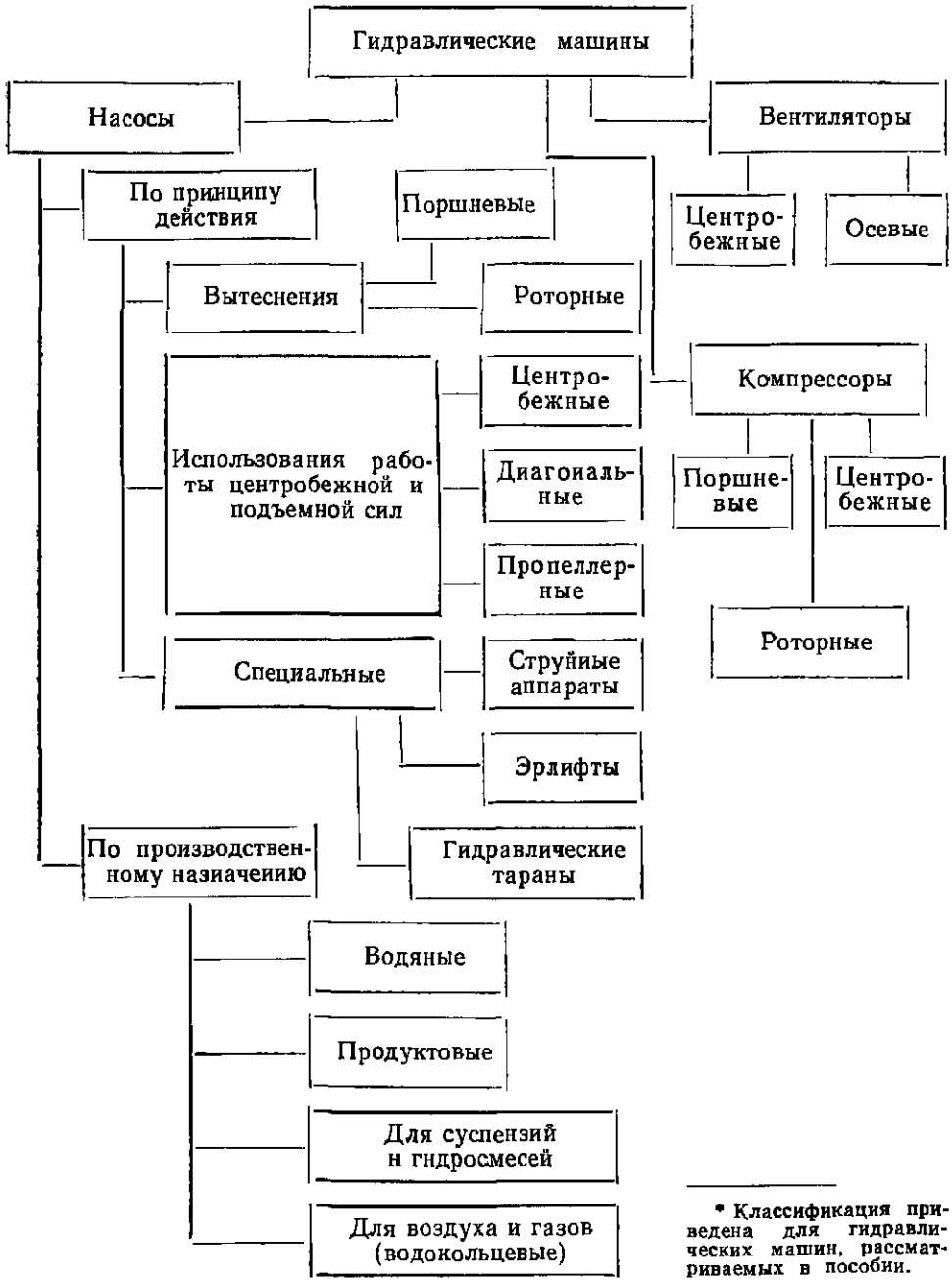
По условиям технологии пищевых производств приходится перекачивать не только иесжнмаемые капельные жидкости и суспеизии, но также различные газы и воздух, которые относятся к сжимаемым жидкостям.

Насосно-компрессорное оборудование, применяемое в различных отраслях пищевой промышлениости, а также различные условия транспортирования жндкостей и газов на отдельных станциях пищевых производств требуют больиого разиообразия типов гидравлических машин, используемых на практике.

Поэтому классификацию применяемых гидравлических машин, исследоваиие теоретических положений, относящихся к отдельным типам этих машин и рассмотрение рациоиальных

Схема 1

Классификация гидравлических машин *



* Классификация приведена для гидравлических машин, рассматриваемых в пособии.

методов подбора и эксплуатации гидравлических машин целесообразно произвести применительно к принципу их действия и условиям работы на отдельных станциях пищевых производств.

По принципу действия основными типами гидравлических машин, применяемых в пищевой промышленности для транспортирования капельных жидкостей и жидких суспензий, являются центробежные и поршневые насосы.

Центробежные машины создают давление и осуществляют транспортировку капельных жидкостей и жидких суспензий, главным образом, за счет работы центробежных сил, возникающих при вращении лопастных рабочих колес. К этому типу машин относят и осевые пропеллерные насосы, в которых перемещение жидкости происходит, главным образом, за счет действия подъемной силы, возникающей на лопастях пропеллерного колеса.

Поршневые машины работают на принципе вытеснения жидкости из насосных цилиндров рабочими органами, называемыми поршнями или плунжерами. В этих насосах происходит непосредственная передача давления жидкости.

По этому же принципу работают ротационные (коловратные) насосы.

По производственному назначению в промышленности насосы подразделяются в зависимости от свойств перекачиваемой жидкости и особенностей технологических процессов, обслуживаемых насосами. Такое подразделение оправдывается различными конструкциями насосов для перекачки, например, чистой холодной воды и горячих конденсатов; жидких соков, а также сусла и коицентрированных сиропов; сатурационных соков с небольшим содержанием твердой фазы и густых заторов.

По этому признаку насосы, применяемые в пищевой промышленности, условно подразделяются на следующие группы:

а) водяные насосы для подачи воды: холодной (водокачки); горячей конденсатной; барометрической; промойной; жомо-прессовой и др.;

б) продуктовые насосы для подачи: свекловичного и фруктовых соков, сусла, пива, молока, а также густых сиропов, клерсов, паток и др.;

в) насосы для подачи суспензий: сатурационных соков и известкового молока сахарных заводов; дрожжевого и крахмального молока, а также заторов, бражек, сахарных утфелей и др.

К этой же группе условно относятся насосы для подачи гидросмесей: соко-стружечной; свекло-водяной; зерно-водяной и др.

Для различных технологических и сантехнических целей применяют нагнетатели воздуха и газов. В зависимости от давления, создаваемого нагнетателями, они подразделяются на:

а) вентиляторы, которые создают давление до 15 кПа;

б) воздуходувки или газодувки, создающие давление до 200 кПа;

в) компрессоры, создающие более высокое давление, обусловливающее изменение термодинамических условий состояния воздуха или газов.

СХЕМА НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСОВ

Насосы служат для подъема жидкости на заданную высоту, перемещения жидкости на некоторое расстояние или для нагнетания ее под избыточным давлением. Насосы, применяемые в различных производственных установках, должны выполнять одиу, две или все три перечисленные функции.

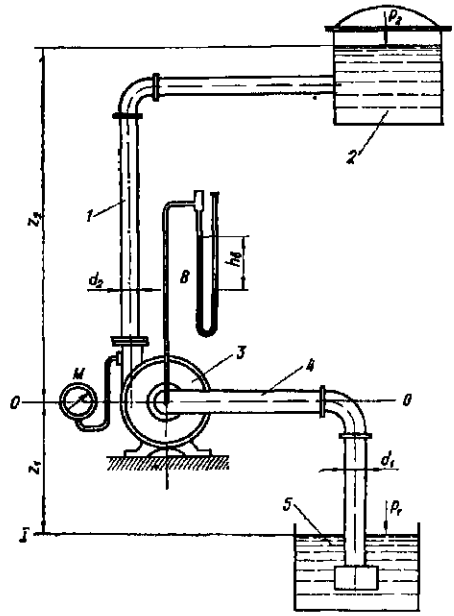


Рис. 88. Схема иасосной установки.

Насосная установка (рис. 88) состоит из собственно насоса *3;* резервуара *5*, из которого насос всасывает жидкость при помощи всасывающего трубопровода *4;* напорного резервуара *2*, в который подается жидкость с помощью нагнетательного трубопровода *1*.

Чтобы судить о работе насосной установки, ее техническом совершенствоваиии, степени экономичности и рациональных методах эксплуатации, необходимо рассмотреть основные параметры работы насоса: его подачу или расход Q, манометрический иапор $H_м$, расход мощности N и коэффициент полезного действия насоса η.

Расходом или подачей насоса Q называют объемиое количество жидкости, подаваемое насосом в единицу времени в нагнетательный трубопровод. Следовательно, под расходом поннмают то количество жидкости, которое получает потребитель. В действительиости, через рабочие органы насоса, его проточную часть проходит большее количество жидкости Q_0, которое учитывает объемные потери жидкости, например, через сальниковое или другое уплотнения.

Манометрическим называют напор, создаваемый насосом для преодолення геометрической высоты всасывания z_1 и высоты нагнетания z_2, для преодоления разности давлений на концах трубопровода $p_2—p_1$, т. е. разности между внешним давлением над поверхностью жидкости в нагнетательном резервуаре p_2 и внешним давлением на поверхности жидкости во всасывающем резервуаре p_1. Кроме того, манометрический напор затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений трубопроводов насосной установки на всасывающей линии h_w' и на-

гнетательной линии h''_w. Поэтому манометрический напор, создаваемый насосом, можно выразить так

$$H_м = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h'_w + h''_w. \qquad (13.1)$$

Одним из основных параметров работы насоса является расход мощности N, т. е. количество затрачиваемой насосом энергии для подъема, перемещения и нагнетания жидкости в единицу времени.

Различают теоретическую мощность $N_т$, т. е. такую, которую необходимо было бы затратить для подачи жидкости, преодолевая необходимый манометрический напор при полном отсутствии потерь энергии в самом насосе.

Очевидно, теоретическая мощность (кВт) определяется величиной

$$N_т = \frac{Q\rho g H_м}{1000} = \frac{Q\rho H_м}{102}. \qquad (13.2)$$

В действительности, полная мощность, затрачиваемая двигателем, т. е. мощность на валу насоса или эффективная мощность N больше теоретической $N > N_т$, вычисленной по формуле (13.2). Поэтому отношение $N_т : N$ всегда меньше единицы. Это отношение показывает, какая часть из всей использованной насосом энергии затрачивается полезно. Вследствие этого указанное отношение принято называть общим коэффициентом полезного действия насоса и обозначать

$$\eta = \frac{N_т}{N}, \qquad (13.3)$$

откуда следует, что

$$N = \frac{Q\rho H_м}{102\eta}. \qquad (13.4)$$

Общий коэффициент полезного действия насоса η можно рассматривать также как отношение полезной (теоретической) работы E, выполняемой насосом, к полной (эффективной) работе насоса E_e, которая включает все потери энергии внутри насоса вне зависимости от природы и источников этих потерь:

$$\eta = \frac{E}{E_e}. \qquad (13.5)$$

Эффективная мощность, N потребляемая насосом, больше теоретической мощности $N_т$ вследствие затрат некоторого количества энергии на преодоление гидравлических сопротивлений h_w в самом насосе. Кроме того, некоторая дополнительная мощность затрачивается насосом на перемещение части жидкости, проходящей через проточную часть насоса, но не попадающей в нагнетательный трубопровод. Иными словами, через рабочие

органы насоса проходит количество жидкости Q_0 большее, чем действительная подача насоса Q, вследствие различных утечек ($Q_0 > Q$).

Наконец, работа насоса связана с затратой энергии на внешнее механическое трение рабочих органов насоса о перекачиваемую жидкость и трение в подшипниках и других механизмах насоса.

Однако, как видно из формулы (13.3) общий коэффициент полезного действия η дает представление лишь о суммарном влиянии всех указанных причин на увеличение расхода мощности насосом. Он показывает общую степень совершенства конструкции насоса, но не дает возможности разобраться в причинах недостатков, если они имеются, и принять меры к их устранению. Поэтому для характеристики потерь, обусловленных различными процессами, происходящими в насосах, в теории гидравлических машин принято различать: гидравлический, объемный, индикаторный и механический коэффициенты полезного действия.

Известно, что потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса h_w будут зависеть от таких факторов: длины пути, которую проходит жидкость в проточной части насоса, плавности траектории движения, шероховатости омываемых стенок, различных местных сопротивлений, создаваемых элементами конструкции, а также от вязкости и скорости движения жидкости. В связи с гидравлическими потерями увеличивается работа, которую выполняет насос за счет энергии двигателя.

Поэтому напор, потерянный на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса h_w, добавляется к манометрическому напору $H_м$ и расход мощности на насос соответственно увеличивается в отношение $(H_м + h_w)/H_м$. Величина, обратная этому отношению

$$\eta_г = \frac{H_м}{H_м + h_w}, \tag{13.6}$$

называется гидравлическим КПД, так как показывает степень гидравлического совершенства конструкции.

Гидравлический КПД представляет собой отношение полезной работы, выполняемой насосом $E = Q\rho g H_м$, к работе насоса с учетом гидравлических потерь в нем $E_г = Q\rho g (H_м + h_w)$, т. е. равен величине

$$\eta_г = \frac{E}{E_г}. \tag{13.7}$$

Следует отметить, что в соответствии с перечисленными причинами возникновения гидравлических потерь h_w внутри насоса, гидравлический КПД $\eta_г$ определяется, главным образом, совершенством конструкции и качеством изготовления насоса заводом. Для конструктивно совершенных и хорошо изготовленных

насосов $\eta_г$ при перекачке воды может достигать значений, равных 0,8—0,96.

Было указано, что подача насоса Q, т. е. объемное количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод, меньше количества жидкости Q_0, которое проходит через проточную часть насоса, т. е. того количества жидкости, которое подвергается действию рабочих органов насоса и на которое затрачивается работа.

Чтобы оценить часть непроизводительно затрачиваемой по этой причине работы, определяют отношение Q/Q_0 и называют его объемным коэффициентом полезного действия насоса:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_0}. \tag{13.8}$$

Объемный КПД (η_0) изменяется в широких пределах в зависимости от величины зазоров между деталями, отделяющими область нагнетания насоса от области всасывания, а также от различных неплотностей, через которые жидкость протекает, не достигнув нагнетательного трубопровода (например, утечки через сальники насоса и другие уплотнительные приспособления).

Объемный КПД в значительной степени зависит от свойств перекачиваемой жидкости: вязкости, загрязненности и др. В нормальных условиях объемный КПД достигает значений, равных 0,85—0,98.

Однако, в пищевой промышленности имеются такие производственные станции, где работа насосов при $\eta_0 = 0{,}65—0{,}7$ считается вполне нормальной. Это относится, например, к поршневым насосам (находящимся в полной исправности) при перекачке сиропов и паток, температура которых соответствует требованиям технологического процесса (50—70°С).

Рассматривая всю затрату энергии на работу внутри насоса следует, очевидно, учитывать полное количество жидкости Q_0, проходящее через рабочие органы насоса и напор насоса с учетом гидравлических потерь в нем. В таком случае виутренняя или индикаторная работа насоса определится так:

$$E_i = Q_0 \rho g (H_м + h_w). \tag{13.9}$$

Индикаторная работа, конечно, больше теоретической (E). Отиошение

$$\eta_i = \frac{E}{E_i} \tag{13.10}$$

называют индикаторным коэффициентом полезного действия насоса.

Выразим его в таком виде

$$\eta_i = \frac{Q \rho g H_м}{Q_0 \rho g (H_м + h_w)} = \frac{Q H_м}{Q_0 (H_м + h_w)}.$$

Отсюда видно, что индикаторный КПД равен произведению объемного и гидравлического КПД:

$$\eta_i = \eta_0 \eta_г. \qquad (13.11)$$

Если сравнить работу, выполняемую внутри насоса, т. е. индикаторную работу E_i с полной или эффективной работой E_e, то последняя больше индикаторной на величину, равную механическим потерям. В эти потери входят затраты энергии на преодоление трения в подшипниках, поверхностях уплотнений, а также на внешнее трение дисков рабочих колес о жидкость в центробежных насосах.

Отношение индикаторной работы E_i к полной работе E_e на валу насоса, которое характеризует собой влияние механических потерь, называют механическим коэффициентом полезного действия насоса:

$$\eta_м = \frac{E_i}{E_e}. \qquad (13.12)$$

Механический КПД хорошо сконструированных насосов при тщательном их обслуживании бывает довольно высоким (0,85—0,98).

Как видно из формулы (13.12) эффективная работа

$$E_e = \frac{E_i}{\eta_м}.$$

Подставив это значение в формулу (13.5), получим

$$\eta = \frac{E}{E_i} \cdot \eta_м.$$

Учитывая, что $\eta_i = E/E_i$, получим выражение $\eta = \eta_i \eta_м$. Поэтому с учетом формулы (13.11) можно определить общий КПД насосов как произведение объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_м = \eta_0 \cdot \eta_г \cdot \eta_м. \qquad (13.13)$$

В заключение отметим, что каждый из приведенных коэффициентов имеет соответствующее применение в практике. Так, например, общий КПД применяется при определении расхода мощности на насос по его подаче и напору. При расчете подачи насосов применяют объемный КПД

$$Q = Q_0 \eta_0. \qquad (13.14)$$

При расчете напора, создаваемого насосом, применяют гидравлический КПД. Так, зная теоретический напор, создаваемый насосом, можно определить действительный напор

$$H = H_т \eta_г. \qquad (13.15)$$

Механический КПД применяется при определении расхода мощности на насос по индикаторным диаграммам [1].

[1] В пособии не рассматриваются.

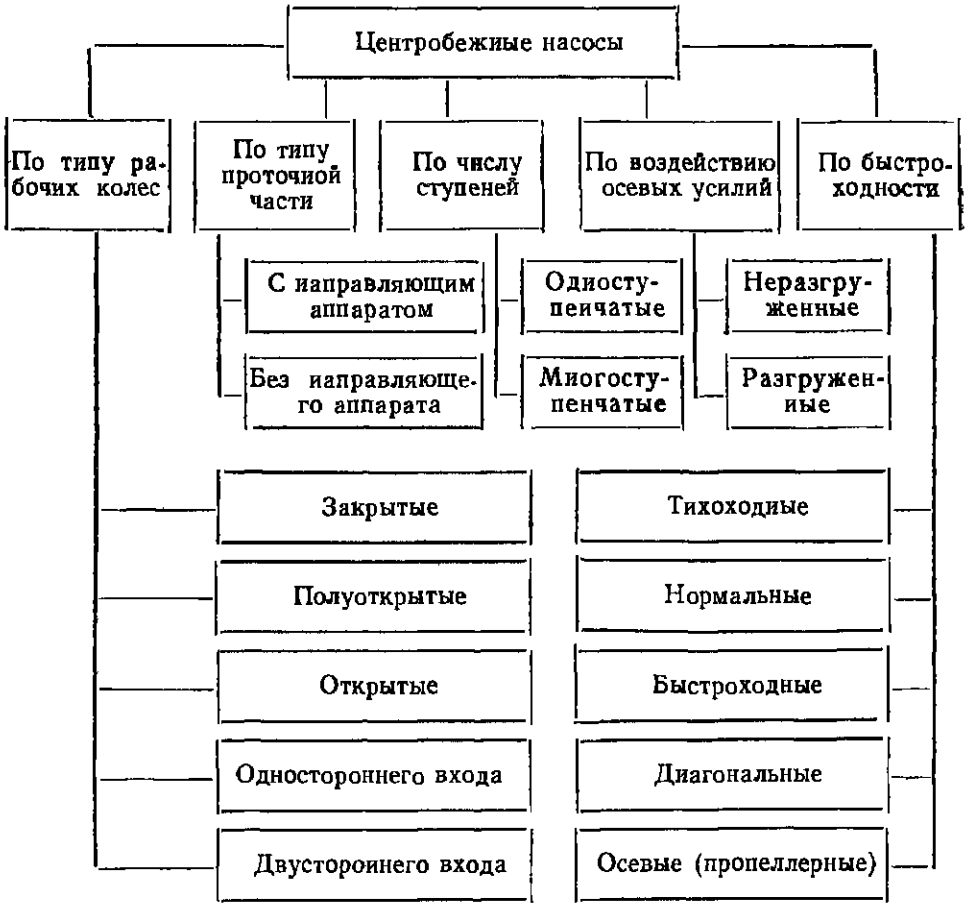
ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

УСТРОЙСТВО. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Классификация центробежных насосов приведена на схеме 2.

Схема 2

Классификация центробежных насосов



Электрификация промышленных предприятий потребовала внедрения группового и индивидуального электроприводов. Стали широко применяться гидравлические машины вращательного типа — лопастные центробежные насосы.

Основными частями центробежного насоса (рис. 89) являются: корпус *6* насоса со всасывающим *1* и нагнетательным *3* патрубками. Внутри корпуса имеется рабочее колесо *4*, жестко посаженное на вал *2*. В корпусе вокруг рабочего колеса смонтирован направляющий аппарат *5*.

Корпус насоса с патрубками служит для подвода жидкости к рабочему колесу и для отвода жидкости после воздействия на нее рабочего колеса в нагнетательный трубопровод. При вращении рабочее колесо своими лопастями непосредственно воздействует на жидкость, а также создает внутри насоса поле центробежных сил за счет энергии двигателя.

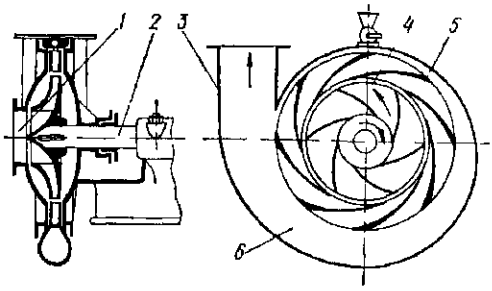


Рис. 89. Центробежный насос.

Обычно рабочее колесо центробежного насоса (рис. 90) представляет собой два диска: один плоский со втулкой *1*, а второй имеет вид широкого кольца *2*. Между дисками смонтированы лопасти *3* рабочего колеса, образующие расширяющиеся каналы. В центральной части колеса имеется втулка *4*, при помощи которой оно монтируется на валу. Все перечисленные элементы рабочего колеса изготовляются в виде единой отливки либо при помощи сварки.

В пищевых производствах для перекачки различных суспензий и смесей жидкости с твердыми частицами часто применяют рабочие колеса полуоткрытого и открытого типа.

Рабочее колесо полуоткрытого типа не имеет покрывного диска, т. е. диска, представляющего собой широкое кольцо. В этом случае его роль выполняет специально приточенная крышка корпуса насоса. При отсутствии обоих дисков рабочее колесо называется открытым. В этом случае лопасти консольно выступают из втулки рабочего колеса.

Направляющий аппарат представляет собой два неподвижных кольцевых диска, между которыми смонтированы лопасти, направленные как бы противоположно направлению лопастей рабочего колеса (см. рис. 89).

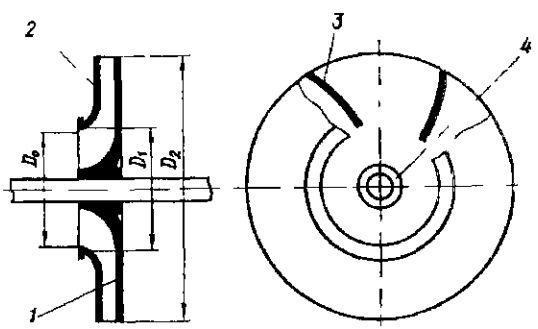


Рис. 90. Рабочее колесо.

Принцип работы центробежного насоса состоит в следующем. При пуске корпус насоса должен быть заполнен капельной жидкостью. При быстром вращении рабочего колеса его лопасти оказывают непосредственное силовое воздействие на частицы жидкости. Кроме того, создается поле центробежных сил в жидкости, находящейся в межлопастном пространстве рабочего колеса. Таким образом,

жидкость, подвергаясь силовому воздействию лопастей рабочего колеса, с большой скоростью перемещается от центра к периферии, освобождая межлопастные каналы рабочего колеса. Поэтому в центральной части рабочего колеса давление снижается и под действием внешнего, чаще всего атмосферного давления, жидкость входит во всасывающий патрубок и вновь подводится к центральной части рабочего колеса.

Жидкость, выходящая из каналов рабочего колеса по его выходному диаметру, попадает в межлопастное пространство неподвижного направляющего аппарата. В направляющем аппарате жидкость, имеющая большую скорость, как бы тормозится и ее кинетическая энергия частично преобразуется в потенциальную энергию давления в благоприятных условиях течения через плавно изменяющиеся каналы. Если направляющий аппарат отсутствует, то преобразование кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления происходит в спиральном корпусе насоса в условиях менее благоприятных.

Спиральная форма корпуса насоса и эксцентричное расположение в нем рабочего колеса обусловлены следующим. В корпусе насоса по направлению вращения рабочего колеса собирается все больший объем жидкости, выходящей из межлопастных каналов. Вся эта жидкость направляется к нагнетательному патрубку и отводится в нагнетательный трубопровод. Спиральная форма обеспечивает увеличение внутреннего объема корпуса насоса, примерно пропорциональное количеству жидкости, направляющейся к нагнетательному патрубку. Поэтому скорость жидкости, проходящей через корпус насоса, во всех сечениях примерно одинакова.

Очень часто нагнетательный патрубок насоса имеет вид диффузора. В этом случае преобразование кинетической энергии в потенциальную продолжается и при движении жидкости через нагнетательный патрубок. В принципе, при отсутствии специального направляющего аппарата, преобразование кинетической энергии, приобретенной жидкостью в рабочем колесе центробежного насоса, должно происходить именно в этом диффузоре.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Теория центробежных насосов дает физическое объяснение процесса преобразования механической энергии двигателя в гидравлическую, чаще всего в потенциальную энергию давления перекачиваемой жидкости.

Так как основным рабочим органом центробежного насоса является его рабочее колесо, то и теорию центробежного насоса часто называют теорией рабочего колеса и понимают под этим исследование теоретического напора $H_т$, создаваемого рабочим колесом центробежного насоса.

При рассмотрении теории рабочего колеса центробежного насоса полагают число лопастей рабочего колеса бесконечно большим. При этом считают, что лопасти расположены параллельно друг другу и поток жидкости в каждом межлопастном пространстве состоит из бесконечно большого количества элементарных струек, движущихся параллельно друг другу. В этом случае теоретический напор, создаваемый насосом, можно рассматривать как разность между удельной энергией, которой обладает жидкость, прошедшая через насос, и удельной энергией жидкости перед насосом. Следовательно, теоретический напор можно представить в таком виде:

$$H_т = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g}\right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g}\right), \qquad (14.1)$$

где c_2 и c_1 — абсолютные скорости жидкости соответственно на выходе из насоса и перед насосом.

Пренебрегая разностью геометрических высот жидких частиц, находящихся на выходе из рабочего колеса (z_2) и жидких частиц при входе в него (z_1), что практически вполне допустимо, общее выражение теоретического напора может быть представлено в виде

$$H_т = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \qquad (14.2)$$

Из этого выражения видно, что теоретический напор, создаваемый насосом, состоит частично из потенциальной энергии давления $\frac{p_2-p_1}{\rho g}$ и кинетической энергии $\frac{c_2^2-c_1^2}{2g}$.

Принято считать, что чем больше потенциальная часть напора, создаваемая рабочим колесом центробежного насоса, тем больше степень его реактивности. Из формулы (14.2) видно, что наивысшая степень реактивности насоса достигается при $c_2 = c_1$. Обозначим часть напора, создаваемого насосом в виде потенциальной энергии (статический напор), через $H_п = \frac{p_2-p_1}{\rho g}$, а другую часть напора, создаваемую в виде кинетической энергии, через $H_д = \frac{c_2^2-c_1^2}{2g}$. Тогда общий напор H будет равен сумме потенциальной и динамической части: $H = H_п + H_д$.

Избыточное давление, создаваемое насосом, определяется коэффициентом статического напора или, иначе,— коэффициентом реактивности. Он представляет собой отношение части напора, создаваемого насосом в виде потенциальной энергии, к полному напору:

$$\rho = \frac{H_п}{H} = \frac{H - H_д}{H} = 1 - \frac{H_д}{H} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2gH}.$$

Рассмотрим течение струйки AB перекачиваемой жидкости при ее движении в межлопастном пространстве рабочего колеса (рис. 91).

Обозначим окружную или переносную скорость, направленную по касательной к окружности через u, относительную скорость, направленную по касательной к профилю лопасти или струйки,— через ω. Тогда геометрическая сумма u и w будет равна абсолютной скорости c_2, которая является диагональю параллелограмма, построенного по окружной и относительной скоростям. Угол между направлениями окружной и абсолютной скоростей обозначим через α, а угол между положительным направлением относительной скорости и отрицательным направлением окружающей скорости — через β. Индексом *1* обозначим величины, относящиеся к точке входа струйки жидкости в рабочее колесо (точка A) на радиусе r_1, а индексом *2* — величины, относящиеся к точке выхода струйки жидкости из рабочего колеса (точка B) на радиусе r_2.

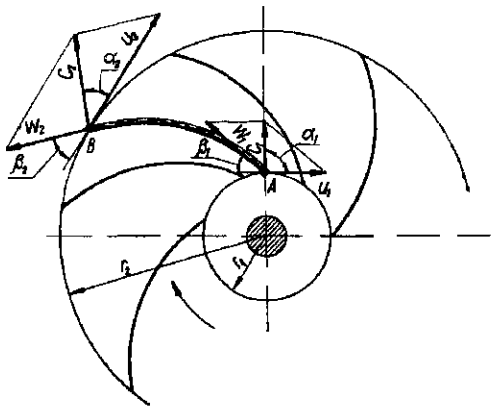


Рис. 91. Схема к выводу основного уравнения центробежных нагнетателей.

Для анализа энергетического баланса рабочего колеса рассмотрим треугольники скоростей (рис. 92), составленные для частиц жидкости при входе в рабочее колесо в точке A и при выходе из него в точке B.

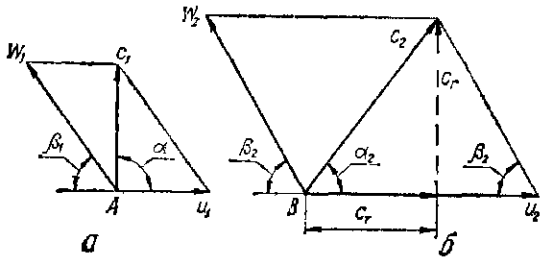


Рис. 92. Треугольники скоростей при входе в рабочее колесо (*а*) и выходе (*б*).

Из треугольника скоростей, построенного при точке B, видно, что тангенциальная составляющая абсолютной скорости выхода $c_т = c_2 \cos \alpha_2$, а нормальная или радиальная составляющая $c_r = c_2 \sin \alpha_2$. Тангенциальная составляющая может быть также выражена величиной

$$c_т = u_2 - c_r \operatorname{ctg} \beta_2.$$

По теореме косинусов из треугольников, показанных на рис. 92, можно определить относительные скорости

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1 \quad \text{и} \quad w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2.$$

Составим уравнение баланса энергии струйки AB при ее относительном перемещении через рабочее колесо, предполагая, что рабочее колесо неподвижно, а струйки жидкостн, в том числе струйка AB, обтекают лопасти рабочего колеса.

Пренебрегая разностью геометрнческих высот частиц жидкости, находящихся в точках A и B, а также гидравлическими сопротивлениями внутри рабочего колеса, представим уравнение баланса энергии для рассматрнваемой струйки AB в виде

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \qquad (14.3)$$

В этом уравнении ие учтено действие центробежных сил на перемещение жидкости вдоль лопастных поверхностей. Если обозначить через ε удельную энергию, которую приобретает в рабочем колесе 1 кг жидкости вследствие воздействия на нее центробежных сил на пути перемещения от r_1 до r_2, то уравнение (14.3) баланса энергии может быть представлено в форме

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + \varepsilon = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}. \qquad (14.4)$$

Удельную энергию ε, обусловленную работой центробежных сил, можно найти из следующих соображений. Работа центробежных сил при перемещении 1 кг жидкости на бесконечно малом путн может быть определена как

$$d\varepsilon = \frac{1}{g}\omega^2 r dr, \qquad (14.5)$$

где ω — угловая скорость; $\frac{1}{g}\omega^2 r$ — центробежная сила, воздействующая на 1 кг жидкости на радиусе r. Следовательно, удельная энергия, приобретенная в рабочем колесе 1 кг жндкости, вследствие воздействия на нее центробежной силы на пути перемещения от r_1 до r_2, определится интегралом

$$\varepsilon = \frac{1}{g}\omega^2 \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \qquad (14.6)$$

Зная ε, уравнение баланса энергии (14.4) может быть записано в таком виде

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}$$

или

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \qquad (14.7)$$

С учетом уравнений (14.2) и (14.7) общее выражение теоретического напора, создаваемого рабочим колесом центробежно-

го насоса, представим в функции окружных, относительных и абсолютных скоростей:

$$H_т = \frac{1}{2g}(u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2g}(w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2g}(c_2^2 - c_1^2). \quad (14.8)$$

Подставив в это выражение значения относнтельных скоростей w_1 н w_2, и выполннв простейшие преобразования, получим уравнение Эйлера

$$H_т = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (14.9)$$

Из этого уравнения следует, что теоретический напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, не зависит от рода жидкости, которая перекачивается. Следовательно, при соответственно одинаковых значениях окружных u н абсолютных скоростей c, теоретический напор $H_т$ будет численно одинаковым для воды, спирта, сахарных растворов различной концентрации и др.

Из того же уравнения внднo, что теоретический напор будет наибольшим, если $\alpha_1 = 90°$, т. е. при $\alpha_1 = 90°$ создаются наиболее благоприятные условия входа жидкости на лопасти.

Подставив значение $\alpha_1 = 90°$ в формулу (14.9), получим

$$H_т = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 c_т}{g}, \quad (14.10)$$

так как $c_т = c_2 \cos \alpha_2$.

Заметив, что $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$, нз формулы (14.10) следует, что теоретическнй напор, создаваемый рабочнм колесом центробежного насоса, будет наибольшим, если выходной угол α_2 будет наименьшим. Практически принимают $\alpha_2 \approx 5—16°$.

Далее, из формулы (14.10) видно, что теоретический напор является функцией выходного диаметра рабочего колеса D_2 и частоты вращения n:

$$H_т = f(D_2;\ n).$$

Поэтому увеличение диаметра рабочего колеса и частоты его вращения может привести к созданию любого высокого напора.

Фактическн теоретический напор, создаваемый рабочнм колесом центробежного насоса, ограничен сопротивленнем материала, из которого изготовлено колесо. С увеличением окружной скорости значительно увеличнваются напряжения в материале рабочего колеса. Кроме того, с увеличением скорости вращения увелнчиваются гидравлнческие сопротивлеиия внутри насоса и, следовательно, уменьшается его гидравлический КПД ($\eta_г$).

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ НАПОР, СОЗДАВАЕМЫЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ, И ЕГО ЗАВИСИМОСТЬ ОТ КОНСТРУКТИВНЫХ ФОРМ НАСОСА

Действительный напор H, создаваемый насосом, всегда меньше теоретического вследствие ряда причин. Главной из них является потеря напора на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса, которая учнтывается гндравлическим КПД. Кроме того, увеличение потерь напора связано с конечным числом лопастей.

Обычно при рассмотренин теорни рабочего колеса центробежного насоса исходят из условия параллельного течения струек в межлопастном пространстве. Такое течение возможно только при бесконечно большом числе лопастей. Так как в действительности число лопастей рабочего колеса является конечным, то фактически струйки жидкости между лопастямн не параллельны и это является причиной дополнительного гндравлического сопротнвлеиия потоку в межлопастном пространстве.

Действнтельный напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, может быть выражен зависимостью

$$H = H_т \eta_г k = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_г k, \qquad (14.11)$$

где k — коэффициент, учитывающий уменьшение напора вследствие конечного числа лопастей. Этот коэффнциент может быть определен по формуле академика Г. Ф. Проскуры:

$$k = \left[1 + 2 \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \right]^{-1}, \qquad (14.12)$$

здесь ψ — коэффицнент, учитывающий влияние направляющего аппарата;

z — число лопастей;

При наличин направляющего аппарата $\psi = 0{,}8—1{,}0$, а при его отсутствии — $\psi = 1—1{,}3$.

В практнке насос с одним рабочим колесом создает действительный напор жидкости $H = 30—50$ м. Такое ограничение напора объясняется, главным образом, условиями прочности материала, из которого изготовлено рабочее колесо.

Применение специальных материалов для изготовления рабочнх колес может повысить напор, создаваемый насосами. Однако, в пронзводственной практике для создания больших давлений применяют многоступенчатые центробежные насосы (рис. 93).

Из схемы такого насоса видно, что он представляет собой последовательно работающие друг за другом рабочие колеса *2*, снабженные направляющими аппаратами *4* и переливными ка-

налами *3*, служащими для направления жидкости из области нагнетания одного рабочего колеса в область всасывания следующего. Все последовательно работающие рабочие колеса многоступенчатого насоса монтируются на одном валу и имеют один всасывающий *1* и один нагнетательный *5* патрубки.

Каждое рабочее колесо с его направляющим аппаратом и переливным каналом образует секцию многоступенчатого

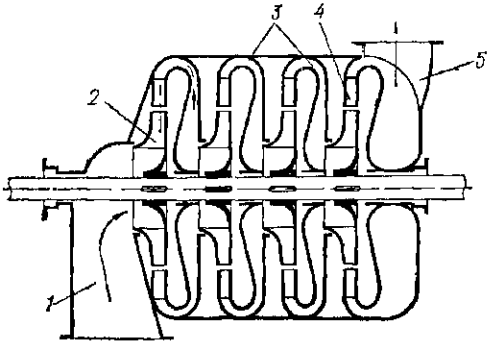


Рис. 93. Схема многоступенчатого центробежного насоса.

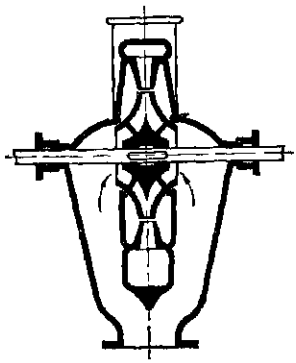


Рис. 94. Схема насоса двустороннего всасывания.

насоса. Перекачиваемая жидкость последовательно переходит из одного колеса в другое и выходит в нагнетательный патрубок с напором, пропорциональным числу ступеней или колес. Многоступенчатые насосы именуются по числу ступеней — двух-, трех- и т. д. многоступенчатыми.

Часто в условиях производства требуется подавать большие количества жидкости. В этих случаях применяют насосы двустороннего всасывания (рис. 94), в которых жидкость входит в рабочее колесо с двух сторон, что положительно сказывается на распределении сил, действующих на вращающиеся детали насоса.

Напор, создаваемый центробежным насосом, зависит от типа лопастей рабочего колеса. Большое влияние на создаваемый рабочим колесом теоретический напор оказывает направление струи, выбрасываемой из межлопастного пространства рабочего колеса, характеризующееся углами α_2 и β_2. Действительно, как следует из уравнения (14.10), теоретический напор $H_т$ зависит от угла α_2. С помощью того же уравнения можно показать, что $H_т$ зависит и от угла β_2. Так как $c_{u_т} = u_2 - c_r \operatorname{ctg} \beta_2$ (см. рис. 92), то

$$H_т = \frac{u_2}{g}(u_2 - c_r \operatorname{ctg} \beta_2). \qquad (14.13)$$

Используя это равенство, сравним теоретический напор, создаваемый рабочим колесом с лопастями, отогнутыми назад,

радиальными лопастями и лопастями, загнутыми вперед (рис. 95).

Из анализа этой зависимости видно, что:

для радиальных лопастей (рис. 95, *б*)

$$\beta_2 = 90°;\quad \operatorname{ctg}\beta_2 = 0;\quad H_т = \frac{u_2^2}{g};$$

для лопастей, отогнутых назад (рис. 95, *а*),

$$\beta_2 < 90°;\quad \operatorname{ctg}\beta_2 > 0;\quad H_т < \frac{u_2^2}{g}; \qquad (14.14)$$

для лопастей, загнутых вперед (рис. 95, *в*),

$$\beta_2 > 90°;\quad \operatorname{ctg}\beta_2 < 0;\quad H_т > \frac{u_2^2}{g}.$$

Таким образом, наибольший теоретический напор создается рабочим колесом с лопастями, загнутымн вперед, наименьший — с лопастями, отогнутыми назад. Рабочее колесо с раднальными лопастями создает некоторый средний теоретический напор. В практике применяют почти исключительно рабочие колеса с лопастями, отогнутыми назад. Хотя они создают меньший теоретический напор по сравнению с лопастями, загнутыми вперед, но обладают более высокнм КПД.

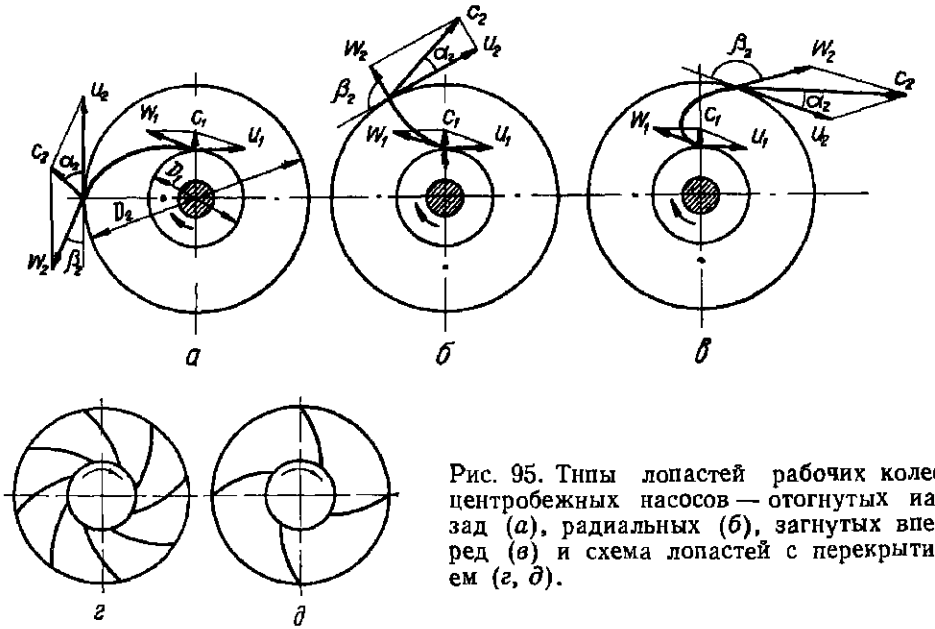


Рис. 95. Тнпы лопастей рабочих колес центробежных насосов — отогнутых иазад (*а*), радиальных (*б*), загнутых вперед (*в*) и схема лопастей с перекрытием (*г*, *д*).

Следует отметить, что с увеличенем абсолютной скорости жидкости c_2 при выходе из рабочего колеса коэффициент реактивности уменьшается и его КПД падает. Это происходнт не только вследствие увеличения потерь при преобразованин ки-

нетической энергии в потенциальную энергию давления, но и вследствие значительного искривления каналов межлопастного пространства в случае, когда лопасти загнуты вперед ($\beta_2 > 90°$). Практически следует считать оптимальным значение углов α_2 и β_2 в пределах: $\alpha_2 = 5—18°$ (чаще всего $\alpha_2 = 8—12°$); $\beta_2 = 14—60°$ (чаще всего $\beta_2 = 15—35°$).

Обычно угол α_1 принимается равным 90° из условий безударного входа жидкости на лопасти рабочего колеса. Из тех же соображений угол β_1 определяется из условия $\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$.

Что касается числа лопастей, то для уменьшения площади трения и упрощения технологии производства целесообразно было бы применять рабочие колеса с минимальным количеством лопастей. Однако энергетические условия работы лопастей при этом ухудшаются. Практически стремятся к наименьшему числу лопастей рабочего колеса, однако при условии, что снижение числа лопастей не приводит к потере их направляющего действия.

Исходя из этого, рекомендуется определять число лопастей зависимостью

$$z = 6{,}5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

Число лопастей, определенное по этой формуле, следует корректировать в сторону увеличения с тем, чтобы выходная кромка каждой последующей (по направлению вращения колеса) лопасти перекрывала входную кромку предыдущей (рис. 95, *г*), иначе теряется направляющее действие лопастей (рис. 95, *д*). В практике пищевых производств чаще всего встречаются центробежные насосы с рабочими колесами, имеющими 6—8 лопастей. Но имеются также насосы для перекачки фекальных жидкостей, жома, дробины, картофеля и свекло-водяной смеси, рабочие колеса которых имеют только по две лопасти (см. рис. 130) Толщина лопастей должна быть наименьшей, но отвечающей условиям прочности.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Из-за сложного характера движения жидкости в проточной части центробежных насосов до настоящего времени нет еще строгой надежной теории расчета проточной части. Однако, исследования в области теории центробежных насосов, изыскание новых конструкций, а также практика эксплуатации их приводит к необходимости сравнения различных конструкций и типов насосов с учетом основных гидравлических параметров работы. В частности, разработка и доводка новых конструкций крупных насосов связана с предварительным созданием и испытанием

относнтельно небольших моделей, обладающих теми же гидравлическими свойствами, что и действительные (натуральные) машины. Следовательно, такие модели, обладая определенными качествами, должны быть гидродинамически подобны натуральным машинам.

Для того чтобы модельный и натуральный насосы нли вообще какие-либо два (или несколько) лопастных насосов были гндродинамнческн подобны друг другу, необходимо, чтобы они отвечали некоторым определенным условиям.

Во-первых, должно существовать геометрическое подобие проточной части рабочих органов насосов. Это значит, что отношение сходственных ллнейных размеров в модели и в натуре должны быть одинаковыми:

$$\frac{D_1^{\text{м}}}{D_1^{\text{н}}} = \frac{D_2^{\text{м}}}{D_2^{\text{н}}} = \frac{b_1^{\text{м}}}{b_1^{\text{н}}} = \frac{b_2^{\text{м}}}{b_2^{\text{н}}} = \ldots = \frac{l^{\text{м}}}{l^{\text{н}}} = \Gamma = \text{idem}. \qquad (14.15)$$

Здесь и далее индекс «м» соответствует линейным размерам и другим величинам, относящимся к модели, а индекс «н» — линейным размерам и другим величинам, относящимся к натуре.

Кроме того, соответственные углы у модели н натуры должны быть равны:

$$\alpha_1^{\text{м}} = \alpha_1^{\text{н}}; \quad \alpha_2^{\text{м}} = \alpha_2^{\text{н}}; \quad \beta_1^{\text{м}} = \beta_1^{\text{н}}; \quad \beta_2^{\text{м}} = \beta_2^{\text{н}}.$$

Во-вторых, должно существовать кинематическое подобие потоков, которое предполагает пропорцнональность скоростей жидкости в сходственных точках и одинаковое их направление, т. е. подобие траекторий потоков, проходящих через проточную часть насосов.

Пропорцнональность скоростей в сходственных точках илн, что то же, пропорциональность расходов определяется безразмерным отношением

$$\frac{Q}{nD^3} = \text{idem}, \qquad (14.16)$$

где n — частота вращення рабочего колеса.

В-третьих, должно существовать подобие динамических свойств потоков жидкости, подаваемых насосамн или, что то же, подобие режимов движения, что устанавливается одинаковостью критерня:

$$\text{Re} = \frac{D^2 n \rho}{\mu} = \text{idem}, \qquad (14.17)$$

где $Dn = v$.

Поэтому, рассматрнвая сходственные точки в рабочих колесах двух подобных насосов, например, модели и иатуры, для

которых действительны перечисленные три условия, можно утверждать, что в этих точках направление одноименных скоростей в обоих случаях одинаково. Кроме того, это значит, что характерные углы, составляемые направлениями скоростей, равны, а значения скоростей — пропорциональны. Следовательно, в подобных насосах треугольники скоростей, построенные для сходственных точек потоков, — подобны.

На этом основании можно строить подобные треугольники скоростей для любых сходственных точек потоков в межлопастных каналах подобных насосов, например, модели и натуры.

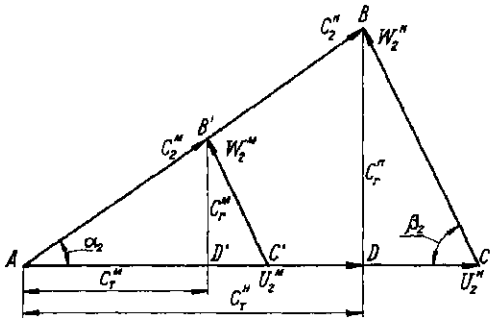


Рис. 96. Треугольники скоростей подобных насосов.

Для вывода основных законов подобия центробежных насосов рассмотрим подобные треугольники скоростей для точек, находящихся на выходных кромках лопастей рабочих колес насосов натуры и модели (рис. 96).

Треугольник ABC образован скоростями $u_2^н$, $w_2^н$ и $c_2^н$, относящимися к выходной кромке лопасти рабочего колеса натуры. В этом треугольнике сторона AC выражает в некотором масштабе окружную скорость $u_2^н$ на выходе из рабочего колеса. Сторона AB в том же масштабе выражает абсолютную скорость $c_2^н$ выхода жидкости из рабочего колеса натурального насоса. Сторона треугольника CB выражает относительную скорость $w_2^н$ жидкости при выходе из рабочего колеса. Отрезок BD представляет собой в том же масштабе значение $c_r^н$ радиальной составляющей абсолютной скорости выхода $(c_2^н)$ жидкости из рабочего колеса натуры, а отрезок AD — ее тангенциальную составляющую $c_т^н$.

Треугольник $AB'C'$ образован скоростями $u_2^м$, $w_2^м$ и $c_2^м$, относящимися к выходной кромке лопасти рабочего колеса модели. В этом треугольнике сторона AC' выражает в принятом масштабе окружную скорость $u_2^м$ на выходе из рабочего колеса модели. Сторона AB' в том же масштабе выражает абсолютную скорость выхода жидкости из рабочего колеса модели. Сторона $C'B'$ выражает относительную скорость $\omega_2^м$ жидкости при выходе из рабочего колеса модели. Отрезок $B'D'$ равен значению $c_r^м$ радиальной составляющей абсолютной скорости выхода $(c_2^м)$ из рабочего колеса модели, а отрезок AD' — ее тангенциальную составляющую $c_т^м$.

Из подобия треугольников ABC и $AB'C'$ следует, что

$$\frac{c_2^{\text{м}}}{c_2^{\text{н}}} = \frac{c_r^{\text{м}}}{c_r^{\text{н}}} = \frac{c_{\text{т}}^{\text{м}}}{c_{\text{т}}^{\text{н}}} = \frac{u_2^{\text{м}}}{u_2^{\text{н}}} = \frac{\pi D_2^{\text{м}} n^{\text{м}} 60}{\pi D_2^{\text{н}} n^{\text{н}} 60} = \frac{D_2^{\text{м}} n^{\text{м}}}{D_2^{\text{н}} n^{\text{н}}}. \qquad (14.18)$$

Пользуясь этими отношениями, выведем первый закон подобия, устанавливающий зависимость расхода Q подобных насосов от их геометрических размеров и частоты вращения рабочих колес.

Определим подачу (или расход) $Q^{\text{м}}$ жидкости рабочего колеса модельного насоса. Для этого следует по закону постоянства расхода (неразрывности потока) определить произведение площади выходного сечения колеса ($\pi D_2^{\text{м}} b_2^{\text{м}} \psi^{\text{м}}$) на скорость жидкости, выходящей из этого сечения и направленной нормально к нему. Этой скоростью является радиальная составляющая абсолютной скорости выхода $c_r^{\text{м}}$. Заметим, что при определении площади живого сечения на выходе из рабочего колеса введен коэффициент стеснения выходного сечения ψ лопастями рабочего колеса.

Тогда с учетом объемного КПД действительная подача насоса модели определится величиной

$$Q^{\text{м}} = \pi D_2^{\text{м}} b_2^{\text{м}} c_r^{\text{м}} \psi^{\text{м}} \eta_0^{\text{м}}. \qquad (14.19)$$

Аналогично, действительная подача насоса натуры определится как

$$Q^{\text{н}} = \pi D_2^{\text{н}} b_2^{\text{н}} c_r^{\text{н}} \psi^{\text{н}} \eta_0^{\text{н}}. \qquad (14.20)$$

Определив отношение подач насосов модели и натуры, получим

$$\frac{Q^{\text{м}}}{Q^{\text{н}}} = \frac{D_2^{\text{м}}}{D_2^{\text{н}}} \cdot \frac{b_2^{\text{м}}}{b_2^{\text{н}}} \cdot \frac{c_r^{\text{м}}}{c_r^{\text{н}}} \cdot \frac{\psi^{\text{м}}}{\psi^{\text{н}}} \cdot \frac{\eta_0^{\text{м}}}{\eta_0^{\text{н}}}. \qquad (14.21)$$

Отметим, что у подобных насосов вследствие их геометрического подобия сходственные линейные размеры пропорциональны и поэтому

$$\frac{b_2^{\text{м}}}{b_2^{\text{н}}} = \frac{D_2^{\text{м}}}{D_2^{\text{н}}} = \frac{D^{\text{м}}}{D^{\text{н}}}. \qquad (14.22)$$

Примем, что степень стеснения выходных сечений рабочих колес модели и натуры одинакова, т. е. $\psi^{\text{м}} = \psi^{\text{н}}$. Кроме того, по зависимости (14.18) $\frac{c_r^{\text{м}}}{c_r^{\text{н}}} = \frac{D^{\text{м}} n^{\text{м}}}{D^{\text{н}} n^{\text{н}}}$.

Тогда выражение (14.21) примет вид

$$\frac{Q^{\text{м}}}{Q^{\text{н}}} = \frac{D^{\text{м}}}{D^{\text{н}}} \cdot \frac{D^{\text{м}}}{D^{\text{н}}} \cdot \frac{D^{\text{м}} n^{\text{м}}}{D^{\text{н}} n^{\text{н}}} \cdot \frac{\eta_0^{\text{м}}}{\eta_0^{\text{н}}} = \left(\frac{D^{\text{м}}}{D^{\text{н}}}\right)^3 \cdot \frac{n^{\text{м}}}{n^{\text{н}}} \cdot \frac{\eta_0^{\text{м}}}{\eta_0^{\text{н}}}. \qquad (14.23)$$

Это и есть первый закон подобия, указывающий, что подача подобных насосов пропорциональна третьей степени их линей-

ных размеров, первой степени частоты вращения рабочих колес и объемных КПД.

Второй закон подобия устанавливает зависимость напора подобных насосов от их геометрических размеров и частоты вращения рабочих колес.

Чтобы получить аналитическое выражение второго закона подобия напомним, что согласно формуле (14.11) действительный напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса

$$H = H_т \eta_г k = \frac{1}{g} u_2 c_т \eta_г k.$$

Пользуясь принятыми обозначениями величин, относящихся к модели и натуре, найдем отношение создаваемых ими напоров:

$$\frac{H^м}{H^н} = \frac{u_2^м c_2^м}{g} \cdot \frac{g}{u_2^н c_т^н} \cdot \frac{\eta_г^м}{\eta_р^г} \cdot \frac{k^м}{k^н}. \qquad (14.24)$$

Примем, что поправки на конечное число лопастей для рабочих колес модели и натуры одинаковы, т. е. $k^м = k^н$, тогда зависимость (14.24) запишется в виде:

$$\frac{H^м}{H^н} = \frac{u_2^м}{u_2^н} \cdot \frac{c_т^м}{c_т^н} \cdot \frac{\eta_г^м}{\eta_г^н}$$

и в соответствии с формулой (14.18) получим

$$\frac{H^м}{H^н} = \left(\frac{D^м}{D^н}\right)^2 \cdot \left(\frac{n^м}{n^н}\right)^2 \cdot \frac{\eta_г^м}{\eta_г^н}. \qquad (14.25)$$

Это и есть второй закон подобия, указывающий, что напоры подобных насосов пропорциональны квадратам их линейных размеров и частоты вращения рабочих колес, а также первой степени их гидравлических КПД.

Третий закон подобия устанавливает зависимость мощности, потребляемой подобными насосами, от их линейных размеров и частоты вращения рабочих колес.

Известно, что расход мощности любым насосом определяется велнчиной

$$N = \frac{Q \rho g H}{1000 \eta}.$$

Пользуясь принятыми обозначениями, найдем отношение расхода мощности насоса модели к расходу мощностн подобного насоса натуры:

$$\frac{N^м}{N^н} = \frac{Q^м}{Q^н} \cdot \frac{\rho^м}{\rho^н} \cdot \frac{H^м}{H^н} \cdot \frac{\eta^м}{\eta^н}, \qquad (14.26)$$

На основании первого и второго законов подобия, аналитически выраженных формулами (14.23) и (14.25) можно записать

$$\frac{N^м}{N^н} = \left[\left(\frac{D^м}{D^н}\right)^3 \cdot \frac{n^м}{n^н} \cdot \frac{\eta_0^м}{\eta_0^н}\right] \cdot \frac{\rho^м}{\rho^н} \cdot \left[\left(\frac{D^м}{D^н}\right)^2 \left(\frac{n^м}{n^н}\right)^2 \frac{\eta_г^м}{\eta_г^н}\right] \cdot \frac{\eta^н}{\eta^м}. \qquad (14.27)$$

Заметив, что согласно формуле (13.13) $\eta = \eta_0 \eta_г \eta_{мех}$, выражение (14.27) может быть окончательно записано в виде

$$\frac{N^м}{N^н} = \left(\frac{D^м}{D^н}\right) \cdot \left(\frac{n^м}{n^н}\right)^3 \cdot \frac{\rho^м}{\rho^н} \cdot \frac{\eta^н_{мех}}{\eta^м_{мех}}. \qquad (14.28)$$

Это и есть третий закон подобия, указывающий, что расходы мощности подобными иасосами прямо пропорциональиы пятой степени их линейных размеров, кубу частоты вращения их рабочих колес, первой степени плотности перекачнваемой жидкости и обратно пропорциональны их механическим КПД.

Пользуясь законами подобия центробежных насосов (14.23), (14.25) и (14.28), практически в первом приближении можно считать, что коэффициенты полезного действия подобных насосов соответственно равны между собой, а именно:

$$\eta_0^м = \eta_0^н; \quad \eta_г^м = \eta_г^н; \quad \eta_{мех}^м = \eta_{мех}^н.$$

Тогда законы подобия примут внд

$$\frac{Q^м}{Q^н} = \left(\frac{D^м}{D^н}\right)^3 \cdot \frac{n^м}{n^н}; \qquad (14.29)$$

$$\frac{H^м}{H^н} = \left(\frac{D^м}{D^н}\right)^2 \cdot \left(\frac{n^м}{n^н}\right)^2; \qquad (14.30)$$

$$\frac{N^м}{N^н} = \left(\frac{D^м}{D^н}\right)^5 \cdot \left(\frac{n^м}{n^н}\right)^3. \qquad (14.31)$$

Заметим, что преобразуя формулу (14.28) в формулу (14.31), полагаем перекачку насосами одинаковой жидкости $\rho^м = \rho^н$.

Применим законы подобия в формуле, представленной зависимостями (14.29), (14.30) и (14.31), к двум совершенно одинаковым иасосам, работающим с различной частотой вращения рабочих колес. Тогда будем иметь

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \qquad (14.32)$$

В формулах (14.32) подача Q, напор H и расход мощности N не зависят от линейных размеров насосов, так как речь идет о совершенно одинаковых насосах. Исходя из этого, приведенные формулы по их смыслу могут быть применены к одному насосу, работающему с различной частотой вращения n.

Зависимостн (14.32) обычно называют формулами пропорциональности или законами пропорциональности центробежных насосов. Практически они очень важны для выяснения условий эксплуатации иасосов.

Так, первый закон пропорциональности указывает, что подача Q насоса пропорциональна первой степени частоты вращения рабочего колеса

$$Q = k_1 n. \qquad (14.33)$$

Второй закои пропорциональности указывает, что напор H,

создаваемый насосом, пропорционален второй степени частоты вращения рабочего колеса:

$$H = k_2 n^2. \qquad (14.34)$$

Третий закон пропорциональности указывает, что расход мощностн N, затрачиваемый насосом, пропорционален третьей степени частоты вращения рабочего колеса:

$$N = k_3 n^3. \qquad (14.35)$$

Законы пропорциональности являются приближенными, так как фактически с изменением частоты вращенння рабочего колеса меняется и его КПД. Причем степень неточности расчетов по формулам (14.33), (14.34) и (14.35) тем больше, чем больше разница частоты вращения n_1 и n_2 сравниваемых режимов.

ТИПИЗАЦИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ БЫСТРОХОДНОСТИ

В пищевой промышленности применяется большое количество различных типов и конструкций лопастных насосов. Например, в сахарном производстве они служат для подачи холодной воды в завод, нагнетания горячих конденсатов в паровые котлы, перекачки очень вязких полупродуктов производства, подачи различных суспензий, удаления фекальных жидкостей из завода на значительные расстояния и т. д.

Применяются, например, специальные насосы для перемещения сокоструженой смеси, для подъема свекло-водяной смеси, для подъема сахарных утфелей и пр.

Механизация производственных процессов и совершенствование технологии производства расширяют сферу применения лопастных насосов и предъявляют все новые требования к их конструкцни, гидравлическим характеристикам и степени экономичности насосных установок. В этих условиях создание новых насосов, их правильный подбор для установкн на производстве и рациональная эксплуатация возможны лишь в том случае, если будет существовать какой-то общий критерий (эталон) сравнения лопастных насосов.

Эталонный критерий, будучи выражен в функции основных параметров, может быть полезным для сравнения существующих насосов, изыскания новых конструкцнй и типов с желаемыми гндравлическими параметрами, для создания моделей проектируемых крупных установок и рационального подбора насосов, имеющих определенное назначение.

Для определения такого критерия обычно условно вводится понятие об эталонном насосе для серии гидродинамически подобных насосов. Таким для данной серии является насос, создающий напор H_s, равный условной единнце ($H_s = 1$) и полезно использующий для этого (при $\eta_s = 1$) условную единичную мощность ($N_s = 1$).

Рабочее колесо такого насоса называется модельным для данной серии, а частота его вращения называется удельной частотой вращения n_s или коэффициентом быстроходности. Этот коэффициент может быть выражен в зависимости от действительной частоты вращения n рабочего колеса рассматриваемого насоса, от его подачи Q и напора H.

Для установления этой зависимости воспользуемся законами подобия центробежных насосов, причем, при формулировании необходимых зависимостей индекс «s» будем относить к параметрам модельного насоса, а параметры рассматриваемого насоса той же серии подобных насосов будем обозначать без индексов.

На основании второго закона подобия в формуле (14.30) можно записать

$$\frac{H}{H_s} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^2,$$

откуда при $H_s = 1$ получим

$$H = \left(\frac{D}{D_s}\right)^2 \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^2. \qquad (14.36)$$

Из третьего закона подобия в формуле (14.31) имеем

$$\frac{N}{N_s} = \left(\frac{D}{D_s}\right)^5 \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^3,$$

откуда при $N_s = 1$ находим

$$N = \left(\frac{D}{D_s}\right)^5 \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^3. \qquad (14.37)$$

Исключим из уравнений (14.36) и (14.37) линейные размеры. Для этого возведем уравнение (14.36) в пятую степень, а уравнение (14.37) — во вторую. Получим

$$H^5 = \left(\frac{D}{D_s}\right)^{10} \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^{10}, \text{ откуда } \left(\frac{D}{D_s}\right)^{10} = H^5 \left(\frac{n_s}{n}\right)^{10};$$

$$N^2 = \left(\frac{D}{D_s}\right)^{10} \cdot \left(\frac{n}{n_s}\right)^6, \text{ откуда } \left(\frac{D}{D_s}\right)^{10} = N^2 \left(\frac{n_s}{n}\right)^6.$$

Правые части двух последних равенств равны между собой, так как каждая из них представляет отношение $\left(\frac{D}{D_s}\right)^{10}$. Следовательно, $H^5 \left(\frac{n_s}{n}\right)^{10} = N^2 \left(\frac{n_s}{n}\right)^6$. Сократим правую и левую части уравнения на $\left(\frac{n_s}{n}\right)^6$, получим выражение $H^5 \left(\frac{n_s}{n}\right)^4 = N^2$. Отсюда определим коэффициент быстроходности

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H^{5/4}} = nN^{1/2} H^{-5/4}. \qquad (14.38)$$

Этот коэффициент является функцией величин Q, H, n. Для того, чтобы представить коэффициент быстроходности в виде функции $n_s = f(Q, H, n)$, расшифруем в уравненни (14.38) значение $N = Q\rho gH$, выразив величину N в условных единицах мощности, каждая из которых принимается равной 736 Вт. Тогда при перекачке воды плотностью $\rho = 1000$ кг/м^3 получим в условных единицах

$$\sqrt{N} = \sqrt{\frac{Q\rho gH}{736}} = \frac{\sqrt{QH} \cdot \sqrt{1000 \cdot 9{,}81}}{\sqrt{736}} = 3{,}65\sqrt{QH}.$$

Подставим полученное значение $\sqrt{N}$ в равенство (14.38), тогда:

$$n_s = 3{,}65n\sqrt{QH} \cdot H^{-5/4} = 3{,}65n\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \qquad (14.39)$$

При определении коэффициента быстроходности n_s многоступенчатого насоса в формулу (14.39) входит значение напора H одной ступени. Для насосов с рабочими колесами двустороннего всасывания в формулу (14.39) вместо подачи Q подставляют значение $\frac{Q}{2}$.

Общепринятый коэффициент 3,65 получен исходя из значения условной единицы мощности, равной 736 Вт, и является категорней исторнческой.

Таким образом, коэффициент быстроходности n_s насоса тем больше, чем больше его подача Q и меньше создаваемый напор H прн данной частоте вращения n; коэффициент быстроходности n_s возрастает с увеличением частоты вращения n при сохранении прежних значений подачи Q и напора H.

Однако с увеличением частоты вращения рабочего колеса при ненэменном расходе Q и напоре H размеры насоса должны уменьшаться.

Действительно, в соответствии с уравнением (14.13) можно приближенно считать, что напор центробежного насоса пропорционален квадрату окружной скоростн жндкости на выходе из рабочего колеса, т. е. $H = ku_2^2$. Поэтому при неизменном иапоре окружная скорость также не меняется.

С увеличением частоты вращения n и при сохранении неизменной окружной скорости выходной диаметр D_2 рабочего колеса должен уменьшаться, а следовательно и все выходные размеры насоса тоже должны уменьшаться. Это следует из равенства

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}.$$

Диаметр отверстия входа в рабочее колесо D_0 определяется, главным образом, подачей насоса и незначительно уменьшается с увеличением частоты вращения. Следовательно, с увеличением

коэффициента быстроходности отношение D_2/D_0 должно уменьшаться.

На основе этих выводов базируется типизация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности n_s (рис. 97). В соответствии с данными, полученными из практики, лопастные насосы подразделяются на два типа: собственно центробежные и осе-

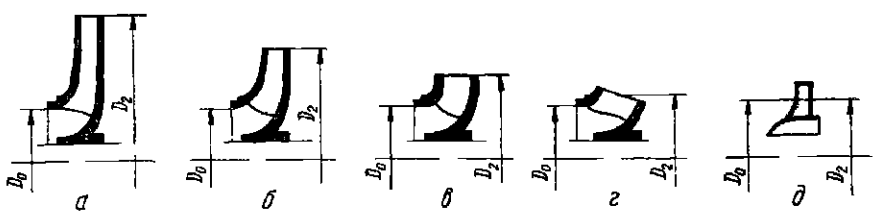


Рис 97. Эскиз сечения рабочего колеса лопастных насосов:
а — тихоходных; *б* — нормальных, *в* — быстроходных; *г* — полуосевых (диагональные); *д* — осевых (пропеллерные)

вые или пропеллерные. Согласно принятой типизации, к центробежным насосам относят: тихоходные, нормальные, быстроходные и полуосевые.

Тихоходные центробежные насосы имеют коэффициент быстроходности $50<n_s<80$. Малый коэффициент быстроходности свидетельствует о малой подаче Q и относительно большом напоре насоса H.

Для этих насосов отношение D_2/D_0 достаточно велнко н составляет приблизительно 2,5. Рабочее колесо как бы вытянуто в радиальном направлении и большой выходной диаметр влечет за собой значительные дисковые потери на трение. Это, в свою очередь, снижает КПД насоса. Поэтому уменьшению коэффициента быстроходности n_s сопутствует снижение КПД насоса. Практическн при $n_s<40$ центробежные насосы не следует применять. В этих случаях лучше использовать объемные насосы, степень экономичности работы которых не зависит от создаваемого напора.

Отметим, что в пищевой промышленности подавляющее большинство применяемых центробежных насосов относнтся к тихоходным машинам, так как по технологическим условиям чаще всего требуется небольшой расход при относительно большом напоре.

Центробежные насосы нормальной быстроходности имеют коэффициент быстроходностн $80<n_s<150$. Увеличенне коэффицнента быстроходности свидетельствует об относительном увелнчении подачи (ширина колеса увеличивается) и уменьшении напора (D_2 — уменьшается). В таких насосах отношение $D_2/D_0\approx2$.

Быстроходные центробежные насосы имеют коэффициент быстроходности $150<n_s<300$. Здесь более резко

проявляются тенденции, связанные с ростом n_s: рабочие колеса становятся все шире, а выходной диаметр их относительно уменьшается. Для таких насосов $D_2/D_0 \approx 1{,}8—1{,}4$.

Полуосевые или диагональные насосы имеют коэффициент быстроходности $300 < n_s < 600$. Увеличение n_s приводит к дальнейшему росту ширины рабочих колес и к уменьшению выходного диаметра. Направление выброса жидкости из рабочего колеса становится диагональным. Для них $D_2/D_0 \approx 1{,}2—1{,}1$. По своим параметрам и гидравлической схеме работы они занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми насосами.

К осевым или пропеллерным относятся насосы с коэффициентом быстроходности $600 < n_s < 1200$. Большой коэффициент быстроходности свидетельствует о большой подаче насоса при малом напоре. Такие параметры имеют насосы, перемещающие жидкость вдоль оси. Рабочие колеса осевых насосов составлены из лопастей, не соединенных общим ободом, изогнутых по винтовой поверхности. Это насосы, у которых отношение $D_2/D_0 \approx 1{,}0—0{,}8$; КПД их довольно велик. Это, собственно, уже не центробежные насосы и теория их работы имеет некоторые особенности.

ОСЕВОЕ ДАВЛЕНИЕ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ И МЕТОДЫ ЕГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ

При работе центробежного насоса рабочее колесо вращается в пространстве, заполненном перекачиваемой жидкостью. Поверхности дисков рабочего колеса подвергаются действию различных сил, которые, как показывает опыт, не уравновешиваются.

Рассмотрим действие на рабочее колесо центробежного насоса только поверхностных сил, которые собственно и определяют динамические условия его работы. Силы давления на рабочее колесо, вращающееся в корпусе насоса, заполненном жидкостью, могут быть найдены из следующих соображений (рис. 98, *а*) Как известно, давление p_1 при входе в насос является начальным давлением всасывания. Это давление действует на площадь кольцевого сечения, которая определяется величиной

$$F_1 = \frac{1}{4}\pi (D_1^2 - d^2),$$

где D_1 — внешний диаметр всасывающей полости рабочего колеса;

d — диаметр вала.

Следовательно, сила давления жидкости на рабочее колесо в области всасывания составит

$$P_1 = p_1 F_1 = p_1 \frac{\pi (D_1^2 - d^2)}{4}.$$

В конструкциях центробежных насосов всегда предусматривается тщательное отделенне области всасывания с начальным давлением p_1 от области нагнетания с конечным давлением p_2. Такое отделение осуществляется с помощью уплотнительных колец. Зазор между внутренней поверхностью уплотнительного кольца и внешней поверхностью рабочего колеса по диаметру входа должен быть небольшим, порядка 0,15—0,2 мм.

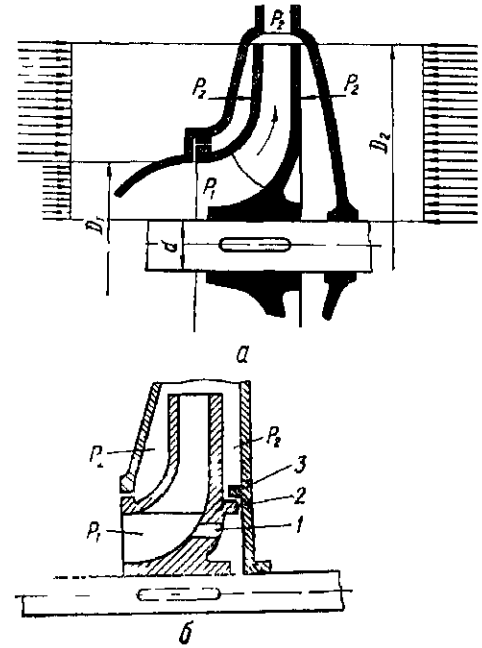


Рис. 98. Осевое давление и методы разгрузки рабочих колес центробежных насосов.

Выход жидкости из рабочего колеса осуществляется свободно, подчас при значительном расстоянии между выходным диаметром D_2 рабочего колеса и внутренним диаметром направляющего аппарата или соответствующей кромкой приемного отверстия нагнетательного патрубка.

Поэтому давление p_2 действует на всю площадь F_2 заднего диска рабочего колеса, определяемую величиной $F_2 = \frac{1}{4}\pi(D_2^2 - d^2)$, и на площадь кольцевого покрывного диска $F_3 = \frac{1}{4}\pi(D_2^2 - D_1^2)$. Причем, силы, обусловленные давлением p_2, действующие на обе стороны рабочего колеса, по направленню взанмно противоположны.

Определим силы давления по обе стороны рабочего колеса, которые обусловлены действием давления нагнетания p_2:

$$P_2 = p_2 F_2 = \frac{1}{4}\pi p_2 (D_2^2 - d^2); \quad P_3 = p_2 F_3 =$$

$$= \frac{1}{4}\pi p_2 (D_2^2 - D_1^2),$$

где P_2 — полная сила давления на всю площадь заднего диска рабочего колеса;

P_3 — полная сила давления на кольцевой покрывной диск рабочего колеса.

Осевая сила $P_{ос}$, очевидно, является равнодействующей перечисленных сил P_1, P_2 и P_3, причем, направление ее соответствует направлению большей силы:

$$P_{ос} = P_2 - (P_1 + P_3) = p_2 \frac{\pi (D_2^2 - d^2)}{4} - \left[p_1 \frac{\pi (D_1^2 - d)^2}{4} + p_2 \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2)}{4} \right]$$

или после приведения подобных членов получим

$$P_{ос} = \frac{1}{4} \pi (D_1^2 - d^2) \cdot (p_2 - p_1). \qquad (14.40)$$

Таким образом, осевое давление определяется произведением разности между конечным давлением, которое создает насос (p_2), и начальным давлением на всасывании p_1, умноженной на площадь живого сечения потока при входе в рабочее колесо. Так как $p_2 > p_1$, то осевое усилие $P_{ос}$ направлено в сторону всасывания.

Осевое усилие $P_{ос}$ стремится сдвинуть рабочее колесо вместе с валом в сторону всасывающего патрубка. Если это усилие окажется достаточно большим, оно приведет к поломке подшипников, истиранию в первую очередь уплотнительных колец, а затем и ко взаимному истиранию корпуса насоса и рабочего колеса.

Чтобы предотвратить эти явления, которым сопутствует увеличение расхода мощности, потребляемой насосом, и падение его КПД, применяют различные способы.

1. Установка упорных или гребенчатых подшипников скольжения.

Такой способ предотвращения вредного влияния осевого усилия применяется только при очень небольшой осевой силе как вспомогательная мера, или в случае невозможности применить другие способы, перечисленные ниже.

2. Сверление разгрузочных отверстий.

Для уравновешивания сил давления в центральной части рабочего колеса сверлят отверстия (рис. 98, *б*) *1* в заднем диске рабочего колеса. Таких разгрузочных отверстий может быть чаще всего четыре. С их помощью выравнивается давление жидкости с обеих сторон рабочего колеса. Чтобы предотвратить перетекание жидкости через эти отверстия из области высокого давления на нагнетании в область низкого давления на всасывании, делают кольцевые выступы *2* на наружной стороне заднего диска и устанавливают охватывающие его с небольшим зазором уплотнительные кольца *3* в корпусе насоса.

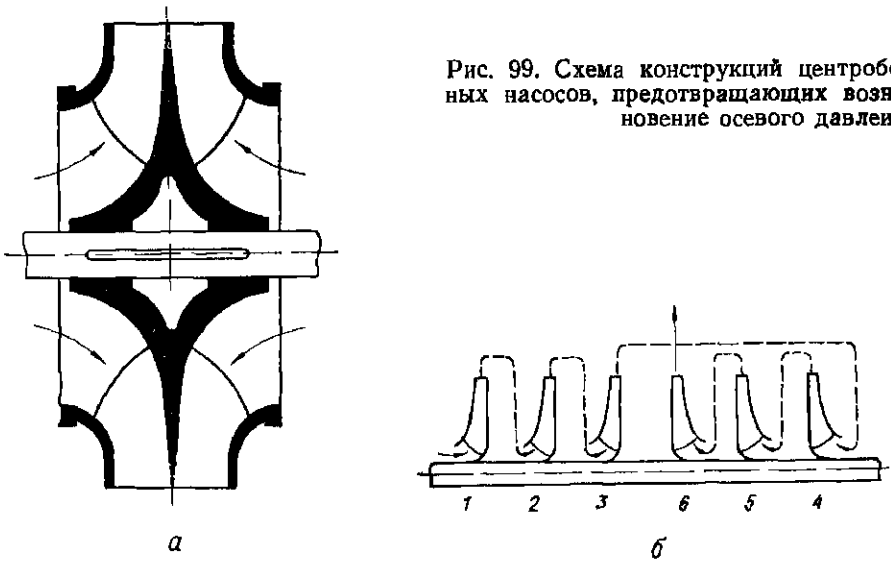
Сверленне отверстий в центральиой частн рабочего колеса как метод уравновешивания осевого давления является наиболее простым и распространенным.

3. Применение гидравлнческого приспособленя с разгрузочным днском.

Если осевые усилия достигают больших значенний, напрнмер, в высоконапорных многоступенчатых насосах, то сверление разгрузочных отверстий в центральной части рабочих колес оказывается недостаточным. В этих случаях после конечной ступени насоса на нагнетании монтируется гидравлическое приспособление, с помощью которого создается усилие на ротор насоса, равное осевому, но противоположно ему направленное.

На рис. 98, *в* показана последняя ступень многоступенчатого насоса. На одном валу с рабочим колесом посажен на шпонке разгрузочный диск *2*, имеющий уплотнительное кольцо *6* с передней стороны и такое же кольцо *4* с тыльной. Зазоры в этих уплотнительных приспособлениях — минимальные, только для обеспечения жидкостного трення между вращающимися и неподвнжными поверхностями.

Разгрузочный диск с уплотнительными приспособлениями монтируется в специальной камере *3*, которая разделена на две части диафрагмой с уплотнительным кольцом. Правая часть камеры соединяется со свободной атмосферой при помощи отвер-



а *б*

Рис. 99. Схема конструкций центробежных насосов, предотвращающих возникновение осевого давлеиия.

стия *5*. Если от этого отверстия провести трубку к всасывающей камере насоса, то давление в камере будет практнчески равно давлению всасывания. В полости насоса за задним диском последнего рабочего колеса, как известно, будет конечное максимальное давление. Это давление действует не только на задний диск рабочего колеса в сторону всасывання (влево), но и на

разгрузочный диск (вправо) — в противоположном направлении осевому усилию.

При соответствующих размерах разгрузочного диска, которые могут быть рассчитаны, осевое усилие полностью уравновешивается. Конечно, для этого необходимо, чтобы с внешней (правой) стороны разгрузочного диска было пониженное давление, приближающееся к давлению всасывания или к атмосферному давлению.

4. Применение насосов двустороннего всасывания.

Для выравнивания осевого давления применяют насосы двустороннего всасывания, у которых осевое давление вообще отсутствует (рис. 99, *а*).

В многоступенчатых насосах применяют иногда такую схему установки рабочих колес, при которой всасывающие стороны половины ступеней расположены симметрично, но противоположно по направлению всасывающим сторонам другой половины ступеней (рис. 99, *б*). Причем, компоновка работы ступеией по обе стороны установки может быть различной.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Для правильной эксплуатации центробежных насосов и их подбора при созданни различных перекачивающих установок и станций необходимо знать как изменяются основные параметры насосов в различных условиях их работы. Важно иметь сведения об изменении напора H, расхода мощности N и КПД насоса η при изменении его подачи Q. В технике принято такие зависимости представлять в виде графиков, которые характеризуют взаимное изменение основных параметров насоса в различных условнях работы. Поэтому графические изображения функциональной зависимости напора H, расхода мощности N н КПД насоса η от его подачи Q называют Q—H, Q—N и Q—η характеристикамн насоса. Основной считают Q—H характеристику, очевидно потому, что расход мощности N и КПД η являются следствием работы насоса по созданию подачи Q и напора H, которые собственно и являются целью применения насоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ Q—$H_т$ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Рассмотрим зависимость теоретического напора $H_т$ от подачи насоса Q. Теоретический напор насоса может быть определен из формулы (14.13) в таком виде

$$H_т = \frac{u_2 c_{u_т}}{g} = \frac{u_2}{g}(u_2 - c_r \operatorname{ctg} \beta_2).$$

Чтобы представить зависимость теоретического напора $H_т$ от подачи Q, выразим радиальную составляющую абсолютной скорости выхода по закону неразрывности потока через Q:

$$c_r = \frac{Q}{\pi D_2 b_2},$$

где b_2 — ширина лопасти на выходе из рабочего колеса.

Следовательно, теоретический напор может быть выражен зависимостью

$$H_т = \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2}\operatorname{ctg}\beta_2\right). \qquad (14.41)$$

Рассмотрим изменение теоретического напора от подачи для насосов с лопастями радиальными, отогнутыми назад и загнутыми вперед.

Допустим, что лопасти насоса радиальные (см. рис. 95, *б*), т. е. $\beta_2 = 90°$. Тогда теоретический напор $H_т = \frac{u_2^2}{g}$ не зависит от подачи насоса. Если представить эту зависимость графически в координатах $Q—H_т$, то она будет иметь вид прямой, параллельной оси абсцисс (рис. 100, *а*, кривая *I*).

Если лопасти насоса отогнуты назад (см. рис. 95, *а*), то $\beta_2 < 90°$ и $\operatorname{ctg}\beta_2 > 0$. Следовательно, в соответствии с зависимостью (14.41) при увеличении подачи напор будет линейно уменьшаться по сравнению с величиной $\frac{u_2^2}{g}$. График этой зависимости в $Q—H_т$ координатах будет иметь вид прямой, наклоненной вниз (см. рис. 100, *а*, кривая *II*).

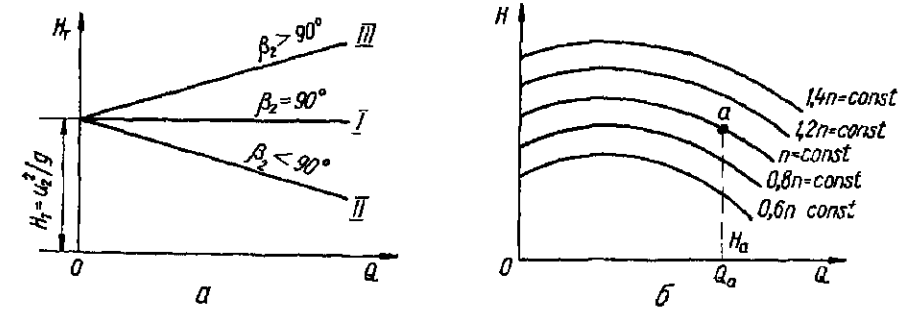


Рис. 100. Теоретические (*а*) и действительные (*б*) $Q—H$ характеристики центробежных насосов.

Если лопасти насоса загнуты вперед (см. рис. 95, *в*), то $\beta_2 > 90°$, а $\operatorname{ctg}\beta_2 < 0$. Следовательно, при увеличении подачи насоса Q теоретический напор будет увеличиваться также линейно. График этой зависимости в координатах $Q—H_т$ будет иметь вид прямой, наклоненной вверх (кривая *III*).

Приведенные выше теоретические характеристики ($Q—H_т$) центробежных насосов в практике не применяются. Они рассматриваются только для ознакомления с сущностью полученных теоретических зависимостей. В практике применяются действительные характеристики, которые получаются только при испытании центробежных насосов.

Аналитические способы построения характеристик очень сложны и не дают достаточно надежных результатов. Поэтому для получения характеристик центробежных насосов их испытывают. При испытании насос работает при постоянной частоте вращения (n=const). Меняя положение нагнетательной задвижки от ее полного закрытия до полного открытия, фиксируют основные параметры работы насоса в нескольких точках и полученные данные заносят на графики в координатах Q—H (рис. 100, *б*). При уменьшении частоты вращения, например, до 0,8 или 0,6 n, $Q—H$ характеристики насоса располагаются эквидистантно ниже, а при увеличении n — выше характеристики, полученной испытанием насоса при n = const.

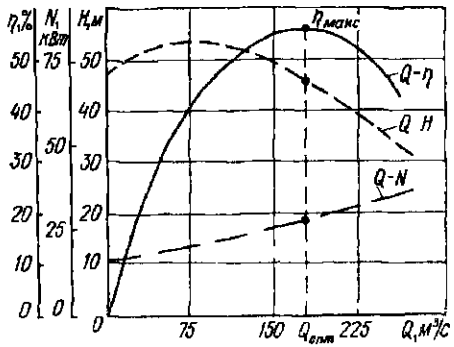


Рис 101 $Q—\eta$, $Q—H$, $Q—N$ характеристики центробежного насоса

В процессе испытания центробежного насоса при определенном положении задвижки, т. е. при определенной степени ее открытия, с помощью соответствующих приборов и приспособлений измеряют не только подачу Q и напор H, но и расход мощности насосом N. Измерение этих величин производится одновременно, поэтому полученные значения напора и расхода мощности будут относиться к соответствующей подаче.

Если данные о расходуемой мощности N отмечать в виде точек на графике в координатах $Q—N$ при различной степени открытия нагнетательной задвижки, а затем эти точки соединить, то получим график $Q—N$ (рис. 101). Изменение общего коэффициента полезного действия насоса η в зависимости от подачи Q представляется также графически в виде $Q—\eta$ характеристики насоса

$$\eta = \frac{Q\rho H}{102N}. \qquad (14.42)$$

Если в эту зависимость подставлять значения Q, H и N, получаемые во время испытания насоса для ряда точек, соответствующих определенным положениям задвижки, а следовательно, и

определенным значениям подачи, то в результате получают величины $\eta = f(Q)$.

Данные, полученные по формуле (14.42), наносят на график с координатами Q и η в виде точек. Соединив указанные точки, получают Q—η характеристику насоса.

Обычно Q—H, Q—N и Q—η характеристики центробежного насоса совмещаются на одном графике. Масштаб для каждой из характеристик произвольный, но выбирается он так, чтобы эти кривые расположились на всем поле координат. По составленному графику устанавливается оптимальный режим работы насоса, соответствующий максимальному значению η_{max}, а также определяются значения Q, H и N, соответствующие наиболее выгодным условиям работы насоса.

Действительные характеристики насосов используются при подборе центробежного насоса для работы при заданной подаче Q и манометрическом напоре $H_м$. При этом стремятся к тому, чтобы в производственных условиях насос работал в оптимальных (или близких к оптимальным) условиях с учетом возможных отклонений подачи и напора.

Характеристики центробежных насосов используют также для анализа работы насосов при эксплуатации. С помощью характеристик устанавливают действительные условия работы насосов, степень экономичности насосных установок, их соответствие технологическим требованиям и характер изменения всех основных параметров работы насоса с изменением подачи или создаваемого напора.

При анализе работы центробежного насоса точка a на его Q—H характеристике (см. рис. 100, $б$), соответствующая избранным заранее или отвечающая действительным условиям работы насоса, называется рабочей точкой. По рабочей точке на Q—H характеристике насоса определяют действительные подачу Q и напор H, создаваемые насосом.

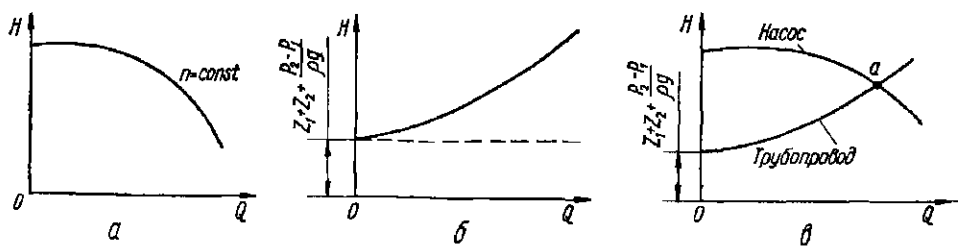


Рис. 102. Q—H характеристики насоса ($а$), трубопровода ($б$) и построение совмещенной Q—H характеристики насоса и трубопровода ($в$).

Выбирать рабочую точку центробежного насоса следует на нисходящей ветви кривой Q—H. Это область устойчивой работы насоса. Восходящая часть кривой Q—H является областью неустойчивой работы, частых срывов подачи. Q—H характеристи-

ки насосов, у которых имеется восходящая часть кривой, называются лабильными характеристиками.

Имеются центробежные насосы, $Q—H$ характеристики которых не имеют восходящей ветви кривой (рис. 102, *а*), такие характеристики называются стабильными. Насосы со стабильными $Q—H$ характеристиками устойчиво работают при любой малой производительности. К ним относятся насосы с полуоткрытыми рабочими колесами. В пищевой промышленности они весьма распространены, так как способны перекачивать суспензии и инкрустирующие жидкости, не создавая чрезмерной опасности закупоривання межлопастных каналов.

Межлопастные каналы таких рабочих колес легко очищаются при снятни крышки насоса со стороны всасывания. Эта крышка насоса точно пригоняется к торцам лопастей открытого рабочего колеса с минимальным зазором.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТОЧКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА СОВМЕЩЕНИЕМ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБОПРОВОДА

В любой пронзводственной насосной установке насос работает в системе всасывающего и нагнетательного трубопроводов (см. рис. 88). Энергия, создаваемая насосом за счет работы двигателя, в виде манометрического напора передается жидкости, находящейся в трубопроводах, примыкающих к насосу со стороны всасывания и иагнетания. Эта энергия определяется зависимостью (13.1), выражающей манометрический напор:

$$H_м = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h'_w + h''_w.$$

Статнческая часть манометрического напора, которая затрачивается на преодоление геометрической высоты всасывания z_1 и геометрической высоты нагнетания z_2, а также на преодоление разностн давлений на концах трубопровода $p_2—p_1$ — не зависит от подачи насоса. От подачи насоса зависят гидравлические потери в трубопроводах на всасывании и нагнетании. Естественно, чем больше подача насоса в данный трубопровод, тем больше будут гидравлические сопротивления вследствие увеличения скорости движения жидкостн. Гидравлические сопротивления во всасывающем круглом трубопроводе могут быть определены в завнсимости от подачи Q насоса:

$$h'_w = \frac{v_1^2}{2g}\left(\sum\nolimits_1 \zeta + \lambda\frac{l_1}{d_1}\right) = \frac{Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d_1^4}\left(\sum\nolimits_1 \zeta + \lambda\frac{l_1}{d_1}\right), \quad (14.43)$$

а гидравлическне сопротнвления в нагнетательном трубопроводе, аналогично:

$$h''_w = \frac{v_2^2}{2g}\left(\sum\nolimits_2 \zeta + \lambda\frac{l_2}{d_2}\right) = \frac{Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d_2^4}\left(\sum\nolimits_2 \zeta + \lambda\frac{l_2}{d_2}\right). \quad (14.44)$$

Таким образом, зависимость манометрического напора $H_м$ от подачи Q принимает вид

$$H_м = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d_1^4}\left(\sum_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1}\right) + \\ + \frac{Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d_2^4}\left(\sum_2 \zeta + \lambda \frac{l_2}{d_2}\right) \qquad (14.45)$$

или после простых преобразований

$$H_м = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + AQ^2, \qquad (14.46)$$

где

$$A = \frac{8}{\pi^2 g}\left[\frac{1}{d_1^4}\left(\sum_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1}\right) + \frac{1}{d_2^4}\left(\sum_2 \zeta + \lambda \frac{l_2}{d_2}\right)\right].$$

Зависимость (14.46) графически представляет собой параболическую кривую (рис. 102, *б*). Этот графнк называют характеристикой трубопровода. Он изображает закон изменения напора, необходнмого для продвижения жидкости через данную систему всасывающего и нагнетательного трубопроводов при различной подаче насоса. Статическая часть напора при этом не меняется.

$Q—H$ характеристика трубопровода показывает величнну теряемого напора при подъеме и нагнетании жидкости, а также преодолении гидравлических сопротивлений в данном трубопроводе или системе трубопроводов при различной подаче насоса.

$Q—H$ характеристику насоса можно рассматривать как располагаемый напор, создаваемый насосом при различиой подаче.

Очевндно, при работе данного насоса на данный трубопровод с определенной подачей располагаемый напор, создаваемый насосом, должен быть равен потерянному напору на перекачку жидкостн в таком же количестве при прочих равных условиях. Следовательно, характеристики насоса и трубопровода, представленные в одинаковом масштабе, должны иметь общую точку. Этой общей точкой является точка пересечення $Q—H$ характеристнк насоса и трубопровода (рис. 102, *в*).

Рабочая точка указывает, какую подачу Q и напор H создает насос при работе на данный трубопровод. Вместе с тем рабочая точка является точкой максимальной (предельной) подачи данного насоса на данный трубопровод.

Действительно, по $Q—H$ характеристике насоса увеличение подачи за рабочей точкой соответствует снижению напора, создаваемого насосом. В то же время, в соответствии с $Q—H$ характеристикой трубопровода с увеличеннем расхода жидкости через трубопровод напор, необходимый для ее перекачивания, увеличивается. Следовательно, при подаче, большей чем та, которая соответствует рабочей точке, данный насос не будет подавать жидкость на данный трубопровод в связи с недостатком создаваемого напора.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЖИДКОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ

Центробежный насос, подающий жидкость на определенный трубопровод, не может развить большую подачу, чем та, которая определяется рабочей точкой. Но, прикрывая задвижку на нагнетательном трубопроводе, можно уменьшать подачу жидкости вплоть до полного ее прекращения.

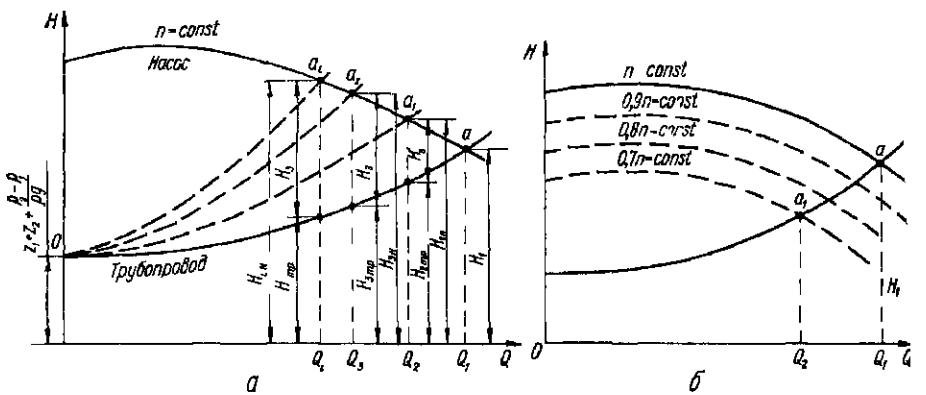


Рис. 103. Совмещенные $Q-H$ характеристики насоса и трубопровода при регулировании подачи с помощью задвижки на нагнетании (*а*) и изменением частоты вращения (*б*).

Пусть рабочей точке насоса a соответствуют подача Q_1 и напор H_1 (рис. 103, *а*). Прикрытие нагнетательной задвижки приводит к изменению $Q—H$ характеристики трубопровода вследствие увеличения его гидравлического сопротивления. При этом статический напор, преодолеваемый насосом $\left(z_1+z_2+\frac{p_2-p_1}{\rho g}\right)$ при подаче жидкости в трубопровод, не изменится. Увеличивается лишь крутизна параболической кривой Qa_1, представляющей $Q—H$ характеристику трубопровода в новых условиях. Появляется новая рабочая точка a_1, которой соответствует новый напор насоса $H_{2н}$ и новый напор $H_{2тр}$, необходимый для прокачивания через трубопровод меньшего количества жидкости Q_2 вследствие некоторого прикрытия нагнетательной задвижки. При этом напор, создаваемый насосом ($H_{2н}>H_{2тр}$), больше напора, необходимого для перекачивания жидкости в количестве Q через трубопровод, вследствие того, что некоторая часть напора ($H_3=H_{2н}-H_{2тр}$) затрачивается насосом на преодоление сопротивления частично прикрытой задвижки.

Если еще прикрыть задвижку, уменьшив подачу насоса до Q_3, то $Q—H$ характеристика трубопровода станет еще круче и примет вид параболической кривой Oa_2,— появится новая рабочая точка a_2, в которой новая $Q—H$ характеристика трубопрово-

да пересекается с $Q—H$ характеристикой насоса. Этой точке соответствует напор, создаваемый насосом $H_{зн}$ при уменьшенной подаче Q_3 вследствие прикрытия задвижки. Напор, создаваемый насосом $H_{зн}$ в новых условиях, больше напора $H_{зтр}$, необходимого для перекачивания уменьшенного количества жидкости Q_3 через трубопровод. Разность между этими напорами $H_3'=H_{зн}—H_{зтр}$ затрачивается на преодоление сопротивления частично прикрытой задвижки.

Разность напоров H_3' при дальнейшем прикрытии задвижки может стать довольно значительной и вследствие этого регулирование задвижкой становится экономически невыгодным. Поиски экономически более выгодного способа регулирования подачи центробежного насоса приводят к попыткам регулирования изменением частоты вращения рабочего колеса. Действительно, уменьшение подачи насоса от Q_1 при полностью открытой задвижке до некоторой подачи Q_2 можно достичь за счет уменьшения частоты вращения (рис. 103, *б*).

В этом случае потери напора на преодоление сопротивления частично прикрытой задвижки отсутствуют. Рабочая точка a как бы переносится в новое положение a_1, вследствие перемещения $Q—H$ характеристики насоса из-за уменьшения частоты вращения рабочего колеса.

В гидравлике такой метод регулирования насосов может считаться вполне приемлемым. К сожалению, пока отсутствуют простые, надежные и экономически выгодные способы изменения частоты вращения электродвигателей. Поэтому регулирование подачи центробежных насосов осуществляется, главным образом, с помощью задвижки на нагнетательном трубопроводе.

ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Параллельной работой насосов называют совместную подачу жидкости двух или нескольких насосов в один трубопровод.

Рассмотрим простейший случай параллельной работы двух одинаковых центробежных насосов. Пусть $Q—H$ характеристика одного из насосов и характеристика трубопровода известны (рис. 104).

Рабочей точкой a_1 определяются подача одного насоса Q_1 и создаваемый напор H_1 при работе на данный трубопровод. Совместную $Q—H$ характеристику двух одинаковых насосов можно построить, если учесть, что подача двух насосов Q_2 увеличится вдвое для каждого значения напора H. $Q—H$ характеристика двух насосов пересекает $Q—H$ характеристику трубопровода в точке a_2. Точка a_2 является рабочей точкой при совместной работе двух одинаковых насосов, подающих жидкость на один и тот же трубопровод. Из приведенных характеристик видно, что

подача двух параллельно работающих насосов Q_2 больше, чем подача Q_1 одного насоса, работающего на данный трубопровод. При этом, однако, $Q_2 < 2Q_1$.

Таким образом, подключение второго насоса для параллельной работы приводит к некоторому увеличению подачи Q_2 и напора H_2. Прибавка подачи $Q_2 - Q_1$ будет тем большей, чем более пологой оказывается характеристика трубопровода.

Известно, что крутизна характеристики трубопровода увеличивается с увеличением гидравлических сопротивлений в нем. Следовательно, наиболее выгодно подключать насос для параллельной работы в случае достаточно большого диаметра трубопровода, обеспечивающего малые гидравлические сопротивления в нем.

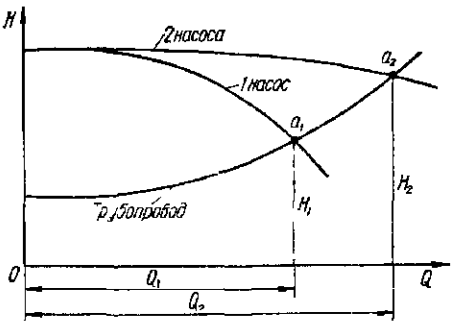


Рис. 104. Совмещенная $Q - H$ характеристика при параллельной работе двух насосов на один трубопровод.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Последовательной работой насосов называют совместную работу двух или нескольких насосов при условии, что один из них (1-я ступень) всасывает жидкость из приемного резервуара и нагнетает ее во всасывающий патрубок другого насоса (2-я ступень) и т. д. Компоновка последовательной работы центробежных насосов может быть разнообразной (близкое и дальнее расположенне насосов друг от друга).

Последовательно работающие насосы могут иметь одинаковые, а также разные характеристики. На практике предпочитают для последовательной работы применять насосы с одинаковыми характеристиками.

В пищевой промышленности, главным образом, в свеклосахарном производстве применение последовательной работы центробежных насосов или, как выражаются в практике, работы «насоса в насос» связано с перекачкой фекально-загрязненных жидкостей на дальние расстояния. Часто очистные сооружения — отстойники или поля фильтрации — расположены вдали от территории завода. Поэтому для подачи фекальных жидкостей на такие расстояния требуются большие напоры. Их могут создавать многоступенчатые насосы, которые не способны перекачивать грязные жидкости. Когда напора одного насоса недостаточно для подачи жидкости, а использование многоступенчатых насосов невозможно, применяют последовательную работу двух насосов.

Один насос с соответствующей ему характеристикой не может подавать жидкость через трубопровод с характеристикой,

показанной на рис. 105, *а*. Если к насосу *I* подключить последовательно еще один такой же насос *II*, то суммарная *Q—H* характеристнка последовательно работающих двух одинаковых насосов $Q—H_{(I+II)}$ может быть получена увеличением вдвое (ординат) напоров для каждой подачи. Пересечением суммарной *Q—H* характеристики обоих насосов и трубопровода определяет-

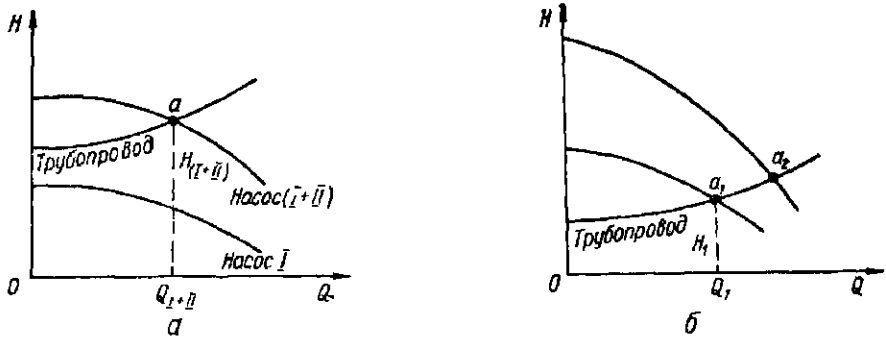


Рис. 105. Совмещенная *Q — H* характеристика при последовательной работе двух насосов на один трубопровод.

ся рабочая точка *а*, соответствующая подаче двух одинаковых последовательно работающих насосов $Q_{(I+II)}$ и напору $H_{(I+II)}$, который ими создается при совместной работе.

Иногда на практике встречается и другой случай последовательной работы центробежных насосов, при котором общая подача жидкости в трубопровод несколько возрастает. При этом *Q—H* характеристика одного насоса пересекает характеристику трубопровода в точке a_1 и соответствует подаче Q_1 одного насоса на этот трубопровод при напоре H_1. Если подключить для последовательной работы на этот трубопровод еще один такой же насос, то суммарная *Q—H* характеристика работы насосов (рнс. 105, *б*), построенная путем удвоения напоров для любых подач насосов, пересечет характеристику трубопровода в точке a_2. Отсюда следует, что при последовательной работе двух насосов может в некоторой степени увеличиться и общая подача насосов на данный трубопровод.

Такое увеличение подачи последовательно работающих насосов может быть объяснено тем, что при увеличении напора в системе энергия жидкости возрастает и при сохранении статического напора прирост энергии расходуется на увеличение скорости жидкости. Возрастание напора будет тем больше, чем круче характеристика трубопровода.

Последовательная работа центробежных насосов предполагает значительное повышение давления в том насосе, который представляет собой вторую ступень. Иногда повышение давления становится столь значительным, что угрожает прочности конструкции. В таком случае целесообразно устанавливать на-

сос, являющийся второй ступенью, не сразу после первой ступени, а на расстоянии, достаточном для снижения давления до безопасного значения. Место установки насоса второй ступени может быть определено при помощи построения пьезометрической линии напорного трубопровода.

При окончательном выборе схемы расположения последовательно работающих насосов следует учитывать такие факторы: соответствие технологическим требованиям, прочность и надежность работы установки, экономия помещения, удобство обслуживания и т. д.

УНИВЕРСАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Для широко распространенных в практике цеитробежных насосов составляют универсальные характеристики. Такие характеристики очень удобны при подборе насосов и определенни наиболее выгодных эксплуатационных условий.

Универсальная характернстика представляет собой график, на котором приведен ряд $Q—H$ и $Q—N$ характеристик насоса при различных частотах вращения n рабочего колеса и нанесены линии одинаковых КПД $\eta=\text{const}$. На рис. 106 представлена универсальная характеристика центробежного насоса, описывающая условия его работы при изменении частоты вращения рабочего колеса от $n=1500$ мин$^{-1}$ до $n=2900$ мин$^{-1}$.

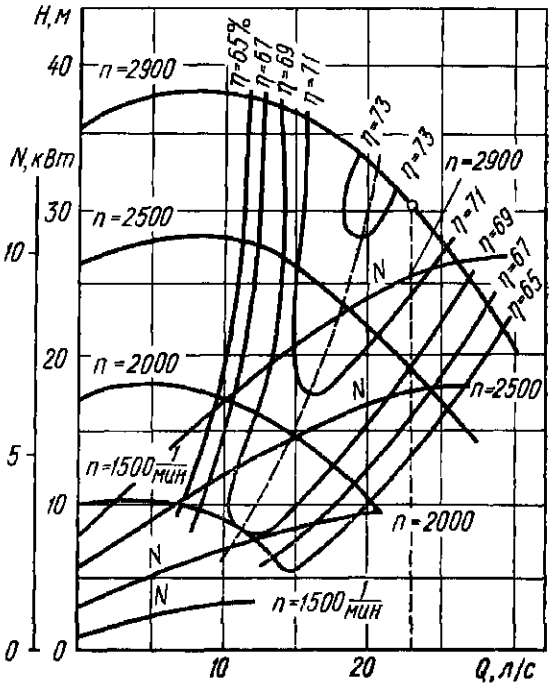


Рис. 106. Универсальная характеристика центробежного насоса.

Для составления универсальной характеристики насоса нужно иметь $Q—H$ и $Q—N$ характеристики хотя бы для одного какого-либо значения частоты вращения. Подобные характеристики для других значений n можно получить, пользуясь формулами (14.32).

Что касается КПД насоса, то максимальное его значение η_{max} соответствует только оптимальным условням работы насоса при значениях Q, H и n на которые насос проектировался.

С помощью универсальных характеристик можно, например, графически определить требуемую частоту вращения n рабочего колеса насоса для создания необходимой подачи Q и напора H. Для этого достаточно найти пересечение перпендикуляров, проведенных из точки на оси абсцисс, соответствующей данной подаче Q, и из точки на оси ординат, соответствующей известному напору H.

Для того чтобы определить, какой напор создает насос при известной подаче Q и частоте вращения рабочего колеса n, следует восстановить нормаль к абсциссе в точке, соответствующей известной подаче Q до ее пересечения с Q—H характеристикой насоса, составленной для данной частоты вращения n=const. Из полученной таким образом точки пересечения проводится линия, параллельная оси абсцисс. Эта линия отсекает на оси ординат искомое значение напора H.

Допустим, что насос, универсальная характеристика которого представлена на рис. 106, установлен с электродвигателем, частота вращения которого $n=2900$ мин$^{-1}$. Подача насоса должна быть $Q=22{,}5$ л/с.

По графику находим рабочую точку A, соответствующую искомой подаче Q. Напор, создаваемый насосом, при этом достигает $H=30$ м; расход мощности составит $N=9{,}35$ кВт; насос будет в этих условиях работать при $\eta=0{,}72$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ ВЫСОТЫ УСТАНОВКИ НАСОСА ИЗ УСЛОВИЙ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ КАВИТАЦИИ

Как было показано ранее, теоретический напор $H_т=\frac{1}{g}u_2c_2\cos\alpha_2$, создаваемый центробежным насосом на нагнетании, не ограничен, так как с увеличением диаметра рабочего колеса D_2 или частоты вращения n теоретический напор $H_т$ будет непрерывно возрастать. Ограничивается теоретический напор $H_т$ лишь условиями сопротивления материалов.

Однако геометрическая высота z_1, на которую центробежный насос может всасывать жидкость, или, что то же — высота установки насоса над уровнем жидкости в резервуаре, из которого производится всасывание,— строго ограничена условиями работы насоса на стороне всасывания и зависит от ряда факторов.

Для определения высоты всасывания составим уравнение Бернулли для двух плоскостей 0—0 и 1—1 (рис. 107, $а$):

$$z_0+\frac{p_0}{\rho g}+\frac{c_0^2}{2g}=z_1+\frac{p_1}{\rho g}+\frac{c_1^2}{2g}+h'_w. \qquad (14.47)$$

Так как по условию $z_0=0$ и $c_0=0$, то

$$\frac{p_0}{\rho g}=z_1+\frac{p_1}{\rho g}+\frac{c_1^2}{2g}+h_w'. \qquad (14.48)$$

Из этого уравнения можно найти абсолютное давление p_1 жидкости при входе в рабочее колесо:

$$p_1=p_0-\rho g\left(z_1+h_w'+\frac{c_1^2}{2g}\right). \qquad (14.49)$$

Давление p_1 не должно быть меньше упругости паров жидкости при температуре перекачивания. В противном случае происходит интенсивное выделение пузырьков воздуха и газов, растворенных в жидкости, т. е. происходит ее вскипание. При этом отдельные пузырьки, соединяясь в колонии, образуют каверны, нарушают сплошность потока. Этот процесс называется кавитацией.

Естественно, что такой процесс наиболее вероятен в тех местах проточной части насоса, где давление наименьшее, т. е. во всасывающей области при входе жидкости в рабочее колесо. В этом месте процесс еще усугубляется дополнительным падением давления $\rho g\Delta h$ вследствие неравномерного распределения абсолютных скоростей c_1 по входному сечению рабочего колеса и различного значения относительных скоростей w_1 при входе на его лопасти.

С учетом дополнительного падения давления уравнение (14.48) запишется в таком виде:

$$\frac{p_0}{\rho g}=z_1+\frac{p_1}{\rho g}+\frac{c_1^2}{2g}+\Delta h+h_w', \qquad (14.50)$$

а уравнение (14.49) может быть представлено так

$$\frac{p_1}{\rho g}=\frac{p_0}{\rho g}-\left(z_1+h_w'+\frac{c_1^2}{2g}+\Delta h\right). \qquad (14.51)$$

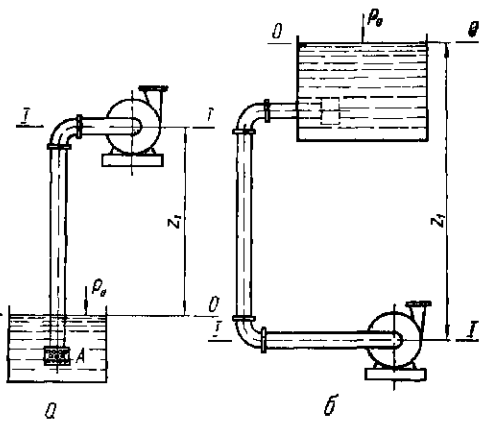


Рис. 107. Схемы установки насосов при положительной высоте всасывания (*а*) и при работе под заливом (*б*).

Если напор, соответствующий давлению насыщения при температуре $t°$, С, обозначить через h_t, то условием предотвращения кавитации жидкости во всасывающей области рабочего колеса будет неравенство $\frac{p_1}{\rho g}>h_t$, которое может быть записано в виде

$$\frac{p_0}{\rho g}-\left(z_1+h_w'+\frac{c_1^2}{2g}+\Delta h\right)>h_t. \qquad (14.52)$$

Обычно, скоростный напор $c_1^2/2g$ при входе в рабочее колесо и дополнительное падение напора Δh выражают в долях общего напора H, создаваемого насосом, а именно:

$$\frac{c_1^2}{2g} + \Delta h = \sigma H. \tag{14.53}$$

Величину σ называют коэффициентом кавитации и определяют в зависимости от быстроходности насоса n_s выражением

$$\sigma = \frac{10}{H}\left(\frac{n\sqrt{Q}}{C}\right)^{4/3}, \tag{14.54}$$

где C — кавитационный коэффициент быстроходности: при $n_s = 50$—80, $C = 600 \div 800$; при $n_s = 80$—150, $C = 800$—1000; для насосов с повышенными кавитационными свойствами $C = 1300$—3000.

Условие предотвращения кавитации с учетом формулы (14.52) может быть выражено так

$$\frac{p_0}{\rho g} - (z_1 + h_w' + \sigma H) > h_t. \tag{14.55}$$

Из условия предотвращения кавитации найдем высоту z_1 установки насоса:

$$z_1 < \frac{p_0}{\rho g} - (h_t + h_w' + \sigma H) \tag{14.56}$$

и предельную высоту

$$z_1^{кр} = \frac{p_0}{\rho g} - (h_t + h_w' + \sigma H), \tag{14.57}$$

превышение которой вызывает возникновение кавитации. Эту высоту часто называют критической высотой всасывания.

Практически может случиться, а в насосных установках пищевой промышленности это часто встречается, что $z_1 < 0$. Это объясняется тем, что в пищевых производствах (сахарном, спиртовом, пивоваренном и др.) приходится нередко перекачивать горячие жидкости, для которых значение h_t довольно велико и при перекачке из открытых резервуаров $h_t \approx \frac{p_0}{\rho g} \approx 10$ м.

В таких случаях высота установки насоса становится отрицательной и для предотвращения кавитации в насосе его следует устанавливать ниже уровня жидкости в резервуаре, из которого происходит всасывание (рис. 107, *б*).

Поэтому на большинстве пищевых предприятий насосы, перекачивающие технологические жидкости, устанавливаются на первом этаже, а связанная с ними технологическая аппаратура — на втором этаже и площадках, расположенных выше.

При рассмотрении работы насоса на всасывании применяется также понятие допустимого кавитационного запаса $\Delta h^{доп}$, т. е. превышения полного напора жидкости во всасывающем патруб-

ке насоса над упругостью ее паров при температуре перекачивания. Это превышение должно обеспечнвать предотвращение кавитации. По определению $\Delta h^{доп}=\left(\frac{p_1}{\rho g}+\frac{c_1^2}{2g}\right)-h_t$; здесь h_t соответствует упругости паров жидкости при входе в насос.

Предельная высота z_1 установки насоса приближенно может быть определена так

$$z_1=\frac{p_0}{\rho g}-h_t-h'_w-1{,}25\Delta h^{доп}.$$

Если перекачивается холодная вода из открытого в атмосферу резервуара, то $\frac{p_0}{\rho g}-h_t\approx 10$ м.

Предотвращение кавитации очень важно, так как ее последствия весьма отрицательно сказываются на работе насоса и прочности его деталей, поверхность которых обращена к проточной части. Возникающие в области всасывания при входе в рабочее колесо центробежного насоса в условиях кавитации пузырьки пара и каверны, заполненные воздухом и другими газами, переносятся по движению потока в область нагнетания с давлением p_2, значительно превышающим упругость паров. Следствием этого является мгновенная конденсация паров, сопровождающаяся столь же быстрым смыканием поверхностей пузырьков и каверн. При этом частицы жидкости с огромной скоростью устремляются к центру пузырьков и пустот. Встречая на своем пути металлические поверхности деталей насоса, частицы ударяются о них, создавая точечные очаги высокого давления, достигающего 100 и более МПа (1000 и более атмосфер). Металл приобретает губчатое строение и разрушается. Этот процесс называют *кавитационной эрозией*, которая усугубляется быстрым развитием химической коррозии вследствие того, что кислород, содержащийся в жидкости обычно в растворенном виде, при кавитации непосредственно действует на поверхность металлических деталей, оголенных от окисных защитных пленок.

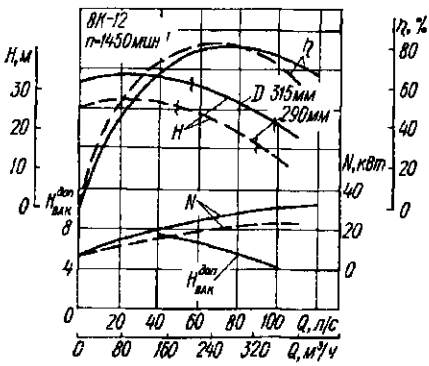


Рис. 108. Характеристики центробежного насоса 8К-12.

Кроме эрозии металла при кавитации происходит нарушение нормальных гидравлических условий работы насоса, ухудшение технических и экономических показателей его работы. Происходит уменьшение подачи насоса, резкое колебанне напора, значительное снижение КПД. Возникает характерный шум и даже колебание (вибрация) насоса, а иногда и срыв его работы.

Работа центробежного насоса, установленного на предельной высоте ($z_1^{кр}$) от уровня жидкости в резервуаре на всасывании, недопустима, так как малейшее увеличение температуры или уменьшение внешнего давления приводит к возникновению кавитации. Следовательно, при определении высоты установки насоса необходимо предусмотреть некоторый запас напора, обеспечивающий бескавитационную работу насоса. Такая высота $H_{вак}^{доп}$, гарантирующая бескавитационную работу насоса при различных подачах Q, указывается в характеристиках насосов, приводимых в каталогах (см. рис. 108).

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания для различных подач насоса может быть определена с помощью специальных кавитационных испытаний.

ПОДБОР ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы подбирают в зависимости от их назначения и условий работы. При этом некоторые основные параметры насоса могут быть известны, а некоторые неизвестны. Далее приводятся сведения, которые необходимы и достаточны для подбора насоса.

В условиях производства при подборе насоса для какой-либо технологической станции обычно известно количество жидкости или жидкого продукта, которое будет транспортироваться, т. е. известно Q, часто известен также напор $H_м$.

Если же напор нензвестен, то можно его определить с достаточной для практики точностью. Для этого необходнмо выяснить значение величин, составляющих манометрический напор:

$$H_м = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_w' + h_w''.$$

Из действительных условий работы технологической станции можно установить: геометрическне высоты всасывания z_1 н нагнетания z_2; давления на поверхности жидкости в резервуарах на всасывании p_1 и нагнетании p_2, а затем определить хотя бы приближенно гидравлические сопротивления трубопроводов на всасывании h_w' и на нагнетании h_w''.

Для подбора центробежного насоса необходимо также знать назначение насоса, главным образом, характер взаимных изменений подачи Q и напора $H_м$ в процессе эксплуатации насоса.

По своим конструктивным особенностям центробежные насосы, покрывающие одно и то же поле подачи и напора, могут иметь $Q—H$ характеристики различной кривизны: крутые (рис. 109, кривая *3*), пологие (кривая *1*) и средней крутизны (кривая *2*).

Если предполагают, что при значительном изменении подачи Q напор H должен изменяться незначительно, то выбирают на-

сос имеющий пологую характеристику. Например, питательные насосы в котельных должны обладать пологой характеристикой $Q—H$, так как количество подаваемой воды для питания котлов может значнтельно изменяться, но давленне в котлах практически постоянно.

Насосы, подающие суспензию на фильтрационные аппараты (например, фильтр-прессы) с резко меняющимися сопротивлени-

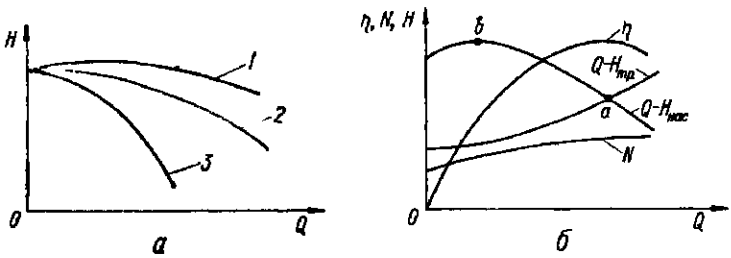


Рис. 109. Подбор центробежных насосов по их характеристикам.

ем слоя осадка в процессе фильтрации, выбнрают с крутой характеристикой. При соответствующем выборе таких насосов их подача будет незначительно меняться даже при значительном увеличенин гидравлического сопротивления фильтрационных аппаратов или, что то же, напора, преодолеваемого насосом.

Если в процессе эксплуатации меняется и подача насоса и его напор, то прнменяют насосы с $Q—H$ характеристикой средней крутизны.

Следовательно, для подбора центробежного насоса в общем случае иеобходимо и достаточно знать подачу насоса Q, напор H и его назначение. Затем по каталогам насосных заводов выбирают насос, удовлетворяющий поставлеиным требованиям.

Следует отметить, что в настоящее время количество насосных заводов и номенклатура насосов, изготовляемых промышленностью СССР, возросли настолько, что составление единых общесоюзных каталогов-справочников стало практическн невозможным. При этом непрерывное совершеиствование и модериизация конструкции насосов приводит к быстрому устареванию справочных сведений.

Поэтому необходимо пользоваться действующими ГОСТами, централизованными методами технической информации, а также ведомственными материалами, т. е. каталогами, составленными для отдельной отрасли, например, нефтехимической и др. В большинстве случаев такие материалы составляются отдельнымн насосными заводами и специальными цехами машиностроительных заводов в виде насосных каталогов (номенклатуры завода).

Что касается сведенй, приведенных в данном пособии, о иекоторых насосах, изготовляемых отечественными заводамн, то

они преследуют лишь цель ознакомить читателя с современной методикой подбора насосов и использования номеиклатурных технических данных и характеристик при их эксплуатации.

Желательно иметь характеристику насоса и трубопровода, вычерчеиные в одинаковом масштабе (рис. 109, *б*). Тогда совмещение этих характеристик укажет рабочую точку выбранного насоса при его работе на данный трубопровод. В этом случае будет виден допустимый предел регулирования (участок *a*—*b*) насоса в области устойчивой его работы, а также степень экономичности установки в эксплуатационных условиях.

Конечно, следует стремиться, чтобы рабочая точка насоса соответствовала максимуму КПД или величине, близкой к η_{max}. Дополнительную проверку правильности выбранного типа насоса можно произвести определением коэффициента быстроходности, приняв для вычисления ту частоту вращения n, при которой составлена Q—H характеристика насоса.

РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ПЕРЕКАЧКЕ ВЯЗКИХ ЖИДКОСТЕЙ

При перекачке центробежными насосами жидкости большей вязкости, чем вязкость воды ($\nu > 0{,}01 \cdot 10^{-4}$ м^2/с), наблюдается увеличеиие сопротивления на трение в проточных каналах насоса. Поэтому подача и напор, создаваемый насосом, уменьшаются, уменьшается при этом и КПД насоса. Растет мощность, затрачиваемая на иасос. С увеличением вязкости жидкости объемные потери уменьшаются. Уменьшаются, очевидно, и потери энергии при внезапном расширении струи. Вследствие указанного, характеристики насосов при перекачке ими вязких жидкостей существенно отличаются от обычно приводнмых в каталогах-справочниках, составленных при работе насосов на воде.

Поэтому прн анализе работы центробежных насосов, работающих на вязких жидкостях, изменение их характеристик по сравнению с характеристиками, полученными при работе на воде, определяют соответствующим пересчетом с помощью поправочных коэффициентов.

Эти поправочные коэффициенты представляют собой безразмерные отношения основиых параметров насоса при его работе на вязкой жидкости (в данном случае, нефтн) к соответствующим параметрам, относящимся к работе на воде (рис. 110):

коэффициент изменения подачи

$$K_Q = \frac{Q_{\text{вязк}}}{Q_{\text{вода}}}; \qquad (14.58)$$

коэффициент изменения напора

$$K_{\text{н}} = \frac{H_{\text{вязк}}}{H_{\text{вода}}}; \qquad (14.59)$$

коэффициент изменения КПД

$$K_\eta = \frac{\eta_{\text{вязк}}}{\eta_{\text{вода}}}. \qquad (14.60)$$

С изменением вязкости жидкости характеристики насоса меняются, в основном, под влиянием гидравлических и дисковых потерь в насосе. Достаточно характерным критерием этих потерь является критерий Re, который может быть выражен в виде

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega r^2}{\nu}; \quad \mathrm{Re} = \frac{\nu d}{\nu} \quad \text{или} \quad \mathrm{Re} = \frac{Q}{d\nu}. \qquad (14.61)$$

Более подробное описание условий работы центробежных насосов при перекачке вязких жидкостей следует искать в специальной литературе.

Условия работы центробежных насосов при перекачке вязких жидких продуктов пищевых производств в существующих пределах критерия Re сопоставимы с условиями их работы на нефтепродуктах. Поэтому, основываясь на результатах исследова-

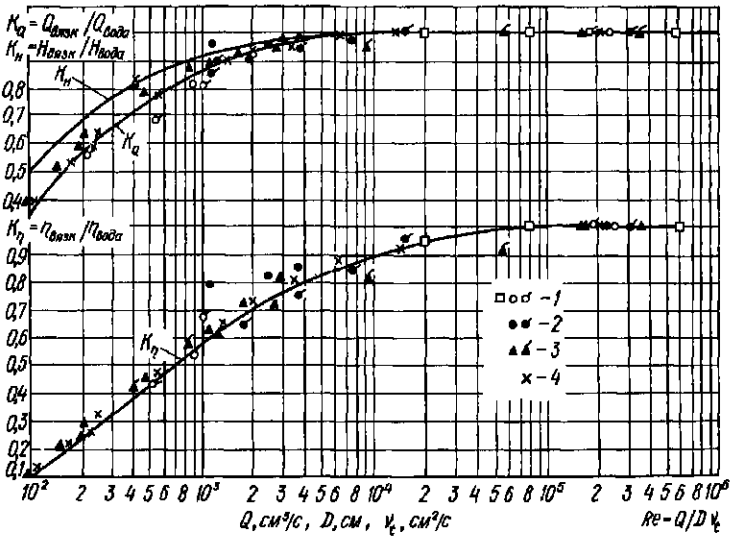


Рис. 110. Кривые зависимости коэффициентов изменения подачи K_Q, напора K_H и КПД K_η от числа Рейнольдса по данным:

Айзенштейна при n_S=51, 60 и 70 (*1*); Суханова при n_S=82 и 130 (*2*); Иппена при n_S=90 и 115 (*3*); Степанова при n_S=82 (*4*).

ний М. Д. Айзенштейна [2] применительно к нефтепродуктам, делаются следующие важные выводы по вопросу перекачки вязких жидких продуктов пищевых производств:

1. Подача, напор и КПД центробежных насосов уменьшаются по сравнению с таковыми при перекачке воды. Потребляемая мощность при этом увеличивается; указанное влияние вязкости

на снижение Q, H и η меньше сказывается для насосов большой подачи.

2. При относительно небольшом повышении вязкости по сравнению с водой КПД насоса снижается, главным образом, из-за увеличения потерь на дисковое трение.

3. При больших вязкостях перекачиваемых жидкостей рост потерь происходит, главным образом, за счет увеличения гидравлических потерь на трение в каналах насоса. Потери на преобразование скоростного напора в давление уменьшаются.

4. При $n=\text{const}$ и $n_s=\text{const}$ насос с максимальным КПД для воды дает лучшие показатели и при перекачке вязкой жидкости.

5. Потери на дисковое трение при заданной окружной скорости увеличиваются в большей степени с увеличением внешнего диаметра рабочего колеса, по сравнению с увеличением частоты вращения. Поэтому для увеличения КПД необходимо стремиться к увеличению частоты вращения и применять насосы с возможно большим коэффициентом быстроходности n_s.

6. Следует применять центробежные насосы с удельной быстроходностью $n_s=85—100$. При $n_s>100$ для создания определенного напора приходится увеличивать число ступеней насоса, усложняя его конструкцию. При $n_s<85$ рабочие колеса получаются с большим выходным диаметром, вследствие чего значительно увелнчивается затрачиваемая мощиость на преодоление дискового трения, так как эта мощность пропорциональна D_2^5.

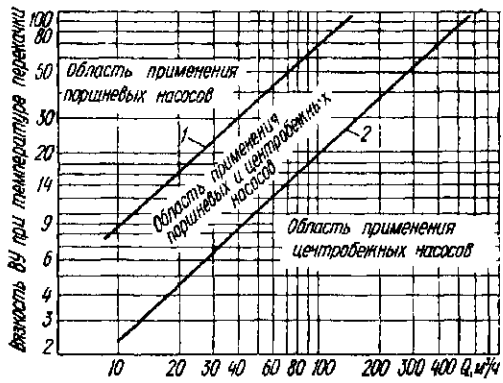


Рис. 111. Области применения центробежных насосов в зависимости от подачи и вязкостн перекачиваемого продукта:

1 — максимально допустимый предел; *2* — рекомендуемый предел применения $\eta_{\text{нефть}} = 0{,}7\,\eta_{\text{вода}}$.

7. Насосы большего размера, т. е. большей подачи, позволяют перекачивать более вязкую жидкость (рис. 111).

8. Уменьшение ширины уплотняющих колец и толщины стенок дисков рабочих колес уменьшает мощность, затрачиваемую на трение при перекачке вязкнх жидкостей.

9. У насоса с рабочим колесом с полным внешним диаметром D_2 напор при $Q=0$ не зависит от вязкости жидкости, у колес с обточенным внешним диаметром при $Q=0$ с увеличением вязкости напор уменьшается по сравнению с напором при перекачке воды.

10. С увеличением вязкости всасывающая способность насоса ухудшается.

В заключение следует отметить, что движение жидкости в проточной части центробежных насосов является турбулентным. В настоящее время нет основания считать, что центробежные насосы в какой-либо точке на характеристике работают при ламинарном режиме.

ПРОПЕЛЛЕРНЫЕ (ОСЕВЫЕ) НАСОСЫ

Как известно, коэффициент быстроходности n_s характеризует в некоторой степени геометрические формы лопастного насоса:

$$n_s = 3{,}65n\sqrt{Q}\cdot H^{-3/4}.$$

Исходя из этого, можно полагать, что основные параметры работы лопастного насоса — подача Q, напоя H и частота вращения рабочего колеса n — определяют конструктивные особенности насоса.

С увеличением подачи насоса и частоты вращения рабочего колеса, при уменьшении напора коэффициент быстроходности насоса растет. Вместе с этим изменяется соотношение размеров рабочего колеса — уменьшается отношение выходного диаметра D_2 к входному D_1, достигая значения $D_2/D_1=1$. Лопасти рабочего колеса принимают перпендикулярное направление по отношению к валу насоса (рис. 112). Рабочее колесо *1* приобретает вид пропеллера, и поток жидкости под его воздействием перемещается в осевом направлении, приобретая также вращательное движение. При выходе из рабочего колеса жидкость попадает в направляющий аппарат *2*, где вращательное движение прекращается.

Далее жидкость отводится в напорный трубопровод. Вал насоса *4* свободно проходит через втулку направляющего аппарата *3*.

Пропеллерные насосы являются наиболее быстроходными из вращательных лопастных машин ($n_s=500$—1200). Они применяются при относительно больших подачах от $Q=0{,}1$ м³/с до $Q=25$—30 м³/с и напорах до $H=12$—15 м. Высота их всасывания незначительна до $H_{вс}=2$—3 м. Чаще всего они работают погруженными в жидкость, не требуя специальной заливки перед пуском.

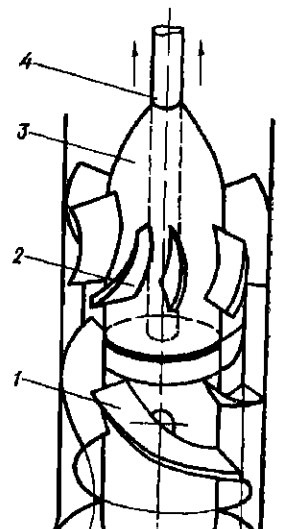


Рис. 112 Пропеллерный насос.

Эти насосы, работающие с подпором, в значительной степени ограждены от кавитации. КПД пропеллерных насосов довольно высок и для крупных насосов достигает значений $\eta=0{,}9$—$0{,}92$. У таких насосов лопасти рабочего колеса делаются поворотными. Это дает возможность регулировать подачу насоса без снижения его КПД.

По сравнению с другими типами пропеллерные насосы имеют следующие преимущества: компактность и конструктивную простоту; малую металлоемкость; возможность применения большой частоты вращения для уменьшения размеров насоса и электродвигателя; малую чувствительность к загрязненным жидкостям; уменьшение строительных работ особенно в условиях погружения насоса в перекачиваемую жидкость.

ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

В практике пищевых производств часто требуется подача небольшого количества жидкости при относительно большом напоре. Использование центробежных насосов в этих целях приводит к применению тихоходных машин или к использованию многоступенчатых насосов. Добиться высокой экономичности такой насосной установки не удается. Для создания относительно высоких напоров при малой подаче чистых невязких жидкостей применяют вихревые насосы (рис. 113). Наиболее распространенным является насос типа В — одноступенчатый с вихревым рабочим колесом, консольно посаженным на вал насоса.

Вихревые насосы предназначены для перекачки воды и других невязких жидкостей с подачей $Q = 1—35$ м^3/ч при напоре от $H = 9{,}5$ м до $H = 90$ м с температурой до 90° С без абразивных

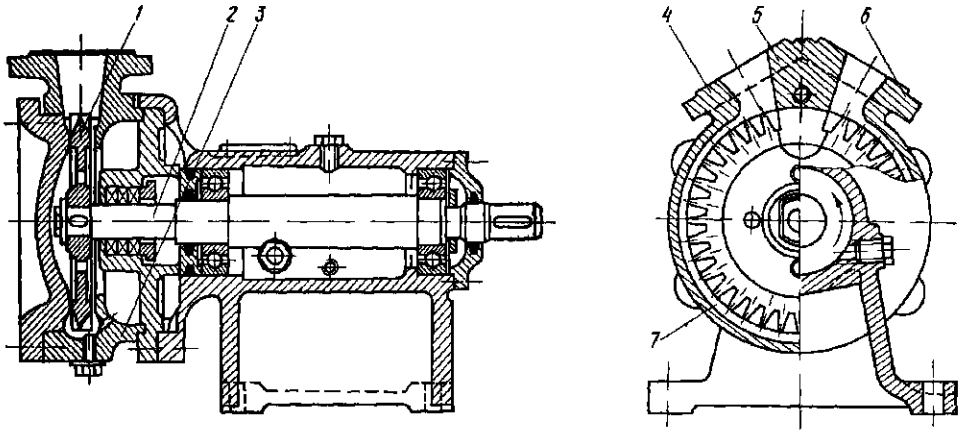


Рис. 113. Устройство вихревого насоса:
1 — вихревое колесо; *2* — вал насоса; *3* — корпус; *4* — всасывающий патрубок; *5* — перемычка; *6* — нагнетательный патрубок; *7* — отливной канал

примесей. Вязкость жидкости не должна превышать $\nu = 0{,}36$ см^2/с, при большей вязкости характеристика насоса значительно изменяется (рис. 114).

Основной рабочей деталью насоса является вихревое колесо *1*, посаженное на вал *2* (см. рис. 113). Вихревое рабочее колесо

монтируется в корпусе насоса *3*, имеющем всасывающий *4* и нагнетательный *6* патрубки (при вращении рабочего колеса по стрелке).

Нагнетательный патрубок отделяется от всасывающего специальной перемычкой *5*, перекрывающей не менее двух лопаток рабочего колеса. Эта перемычка должна подходить к внешней

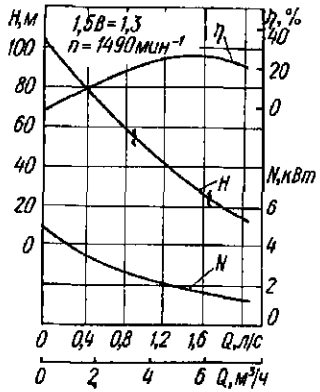


Рис. 114. Характеристика вихревого насоса 1,5 В—1,3.

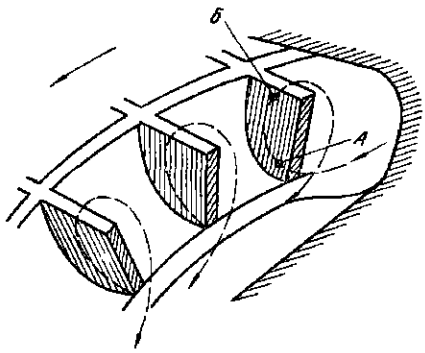


Рис. 115. Схема движения жидкости в рабочем колесе вихревого насоса.

окружности рабочего колеса — с минимальным зазором, отделяя всасывающую полость насоса от напорной.

Вихревое рабочее колесо представляет собой диск с фрезерованными по окружности пазами, образующими лопатки (рис. 115). Внутри корпуса вихревого насоса вокруг рабочего колеса расположен отливной канал *7*, идущий по направлению вращения от входного до напорного патрубка (см. рис. 113).

Строгой теории вихревых насосов не имеется. Поэтому существуют, в некоторой степени отличающиеся друг от друга, взгляды на сущность гидравлических процессов, происходящих в вихревом насосе.

Так, М. М. Флоринский [33] считает, что при увлечении быстродвижущимися частицами жидкости в ячейках рабочего колеса медленнодвижущихся частиц жидкости в боковых или охватывающих верхнюю часть колеса особых каналах, устроенных в корпусе насоса, происходит интенсивное образование и разрушение вихрей — вихревой эффект. Кроме того, при протекании жидкости внутри насоса, дополнительно возникает центробежный эффект. Эти два явления и создают напор насоса.

В. И. Турк [30] полагает, что принцип действия вихревого насоса аналогичен работе многоступенчатого и основан на действии центробежной силы. При вращении рабочего колеса частицы жидкости из точки *А* (рис. 115) под действием центробежной силы перемещаются вдоль лопатки в точку *Б*, а во время своего движения по лопатке жидкость приобретает скоростную энергию,

с которой выбрасывается в отливной канал. В канале скоростная энергия частицы жидкости переходит в потенциальную энергию давлеиия и частица виовь подхватывается лопаткой рабочего колеса. За время движения от всасывающего патрубка до напорного такой цикл повторяется много раз. При этом каждый раз происходнт приращение энергни.

Следовательно, в одном рабочем колесе вихревого насоса происходит работа, сходная с работой нескольких рабочих колес многоступенчатого цеитробежного насоса. В результате действия на жидкость вихревого и центробежного эффектов напор, создаваемый одним рабочим колесом вихревого насоса, в 4—5 раз превышает напор, создаваемый центробежным насосом такого же размера при одинаковой частоте вращения.

В работе [35] приводятся основы теории вихревых насосов.

С целью определения повышения теоретического напора на длине l отливного канала используется закон приращения количества движения в примеиении к упрощенной модели течения. В результате получена зависимость

$$H_т = \frac{ql}{gf}(c_т - c_0),$$

где q — расход через межлопаточные каналы на единице длины отливного канала;

f — площадь живого сечения отливного канала;

$c_т$ — тангенциальная составляющая абсолютной скорости на выходе из межлопаточных каналов в отливной;

c_0 — средняя абсолютная скорость в отливном канале.

Преимуществом вихревых насосов является и то, что они могут всасывать и перекачивать жидкости и их эмульсии с воздухом или паром этих жидкостей. Недостатком их является резкое падение иапора с увеличением подачи (рис. 114), а также малая степень экономичности, не превышающая 30—50%. Вихревые насосы бывают одно- и двухступенчатые, а также комбинированные: первое рабочее колесо — центробежное, а второе — вихревое.

Регулироваиие вихревых насосов может осуществляться задвижкой на нагнетании и перепуском избыточиой жидкости из нагнетательной трубы во всасывающую.

ИЗМЕНЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ОБТОЧКЕ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПО ВНЕШНЕМУ ДИАМЕТРУ

Регулирование цеитробежных насосов для уменьшения подачи и напора изменением частоты вращения рабочего колеса производится чрезвычайно редко, так как применяемые электродвигатели не имеют регулировки частоты вращения. Поэтому в произ-

водственных условиях иногда возникает необходимость в обрезке рабочего колеса по его внешнему диаметру. Так бывает, когда центробежный насос по своей подаче и напору, которые указаны в его характеристике, превосходят требуемые значения этих параметров.

Обрезку рабочих колес применяют и насосостроительные заводы для расширения области применеиия некоторых выпускаемых типов насосов. При уменьшении выходного диаметра D_2 рабочего колеса уменьшается окружная скорость u_2. Следовательно, уменьшается напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, и в некоторой степени его подача. Опыт показывает, что КПД насоса при умеренной обрезке рабочего колеса изменяется мало. При обрезке рабочего колеса по наружному диаметру геометрическое подобие нарушается. Поэтому законы, которыми пользуются при обточке рабочих колес центробежных насосов, ничего общего с законами подобня не имеют.

Эксперимептальио установлено, что при уменьшении наружиого днаметра D_2 рабочего колеса путем обточки его до диаметра D_2' при сохранении постоянной частоты вращения, величины Q, H и N должны быть пересчитаны по формулам:

$$Q' = Q\frac{D_2'}{D_2};\quad H' = H\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2;\quad N' = N\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3. \qquad (14.62)$$

Знак «штрих» относится к новым параметрам, соответствующим уменьшенному наружному диаметру рабочего колеса.

Пользуясь зависимостями (14.62), можно построить характеристики насоса с обточенным рабочим колесом. Необходимый диаметр обточки может быть найден по остальным нзвестным величинам:

$$D_2' = D_2\frac{Q'}{Q} = D_2\sqrt{\frac{H'}{H}}. \qquad (14\,63)$$

Практикой установлено, что при перекачивании загрязненных жидкостей обточка специальных рабочих колес по наружному диаметру не применима.

Отметим, что стачиванием рабочего колеса по внешнему диаметру изменяют не только характеристику насоса, но и его быстроходность. При большой обточке рабочего колеса значительно уменьшается отношение D_2/D_1 и увеличивается n_s. Напор при этом уменьшается на величину, бо́льшую, чем по расчету, а КПД насоса уменьшается. Вследствие этого допустимая степень обточки рабочего колеса, %, должна сообразовываться с коэффициентом быстроходности n_s

n_s	60	120	200	300	350	Более 350
$\frac{D_2-D_2'}{D_2}\cdot 100$	20	15	11	9	7	0

При большей степени обтачивания рабочих колес КПД насосов значительно уменьшается и применение их становится экономически нецелесообразным.

На рис. 116 показана характеристика широко распространенного в пищевой промышленности насоса Д 500-36 (8НДв) при $n=960$ мин$^{-1}$. Характеристика приведена для необточенного рабочего колеса $D_2=525$ мм и обточенного — до $D_2'=500$ мм и $D_2''=470$ мм.

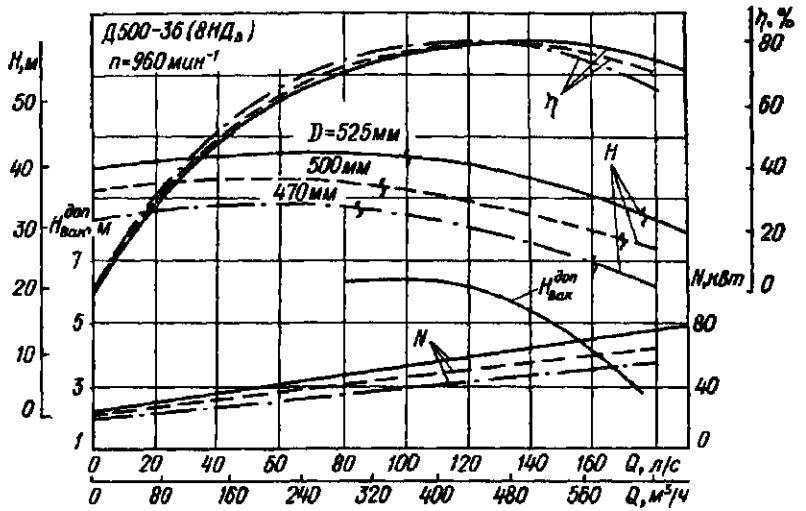


Рис. 116. Характеристики насоса Д500-36 (8НДв).

В данном случае степень обточки составляет

$$\frac{D_2-D_2'}{D_2}\cdot 100=\frac{525-470}{525}\cdot 100=10{,}5\%.$$

Коэффициент быстроходности для оптимальных условий работы этого насоса с необточеным рабочим колесом равен

$$n_s=3{,}65n\sqrt{\frac{Q}{2}}H^{-3/4}=3{,}65\cdot 960\sqrt{\frac{0{,}13}{2}}40^{-3/4}=179.$$

Отсюда видно, что примененная максимальная обточка 10,5% не превосходит предельно допустимой величины для колеса соответствующей быстроходности.

Заметим, что в насосах, имеющих направляющие аппараты или уплотнения на выходе из рабочего колеса, производится срезка только лопастей. У насосов без направляющего аппарата со спиральной камерой обтачивают все рабочее колесо (лопасти и диски) до уменьшенного расчетного диаметра.

ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ И НАПОРА НАСОСА, А ТАКЖЕ НЕКОТОРЫХ ОСНОВНЫХ ЕГО РАЗМЕРОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ ДАННЫХ

В практике очень часто приходится ориентировочно определять основные параметры работы центробежиого насоса по некоторым известным его размерам и, наоборот, по известным параметрам работы насоса приближенно определять его основные размеры.

Для проведения такнх расчетов пользуются некоторыми теоретическими или просто логическими зависимостями с применением эмпирических коэффициентов, которые дают возможность получить практически приемлемые результаты.

Известно, например, что напор, создаваемый центробежным насосом, пропорционален квадратам частоты вращения и выходного диаметра рабочего колеса:

$$H = k_1 n^2 D_2^2. \tag{14.64}$$

Для приближенных расчетов обычно принимают

$$k_1 = 0{,}0001 - 0{,}00015.$$

Если насос многоступенчатый, то полученый напор умножают еще на число ступеней.

Подачу центробежного насоса, л/с, можно ориентировочно определить по диаметру нагиетательного патрубка:

$$Q = k_2 d_н^2, \tag{14.65}$$

где k_2 — коэффициент, равный 13—18 для насосов, у которых $d_н \leqslant 100$ мм, и 20—25 для иасосов, у которых $d_н > 100$ мм; $d_н$ — диаметр нагнетательного патрубка, дм.

Основные размеры центробежного насоса в значительной степени зависят от коэффициента быстроходности n_s и определяются в функции быстроходности n_s [30].

Допустим, необходимо определить наружный диаметр рабочего колеса D_2 при известной частоте вращения n и создаваемом насосом иапоре H. В этом случае вначале определяют окружную скорость на ободе рабочего колеса из уравнения

$$u_2 = k_{u2}\sqrt{2gH}, \tag{14.66}$$

где k_{u2} — коэффициент окружной скорости, зависящей от коэффициента быстроходности n_s:

n_s	60	100	150	200	220
k_{u2}	0,99	0,995	1,04	1,12	1,16

Затем определяют наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}. \qquad (14.67)$$

Диаметр D_1 входиого сечения рабочего колеса определяют, исходя из наружного диаметра D_2 и быстроходности n_s колеса:

n_s	40—80	80—150	150—300	300—600
D_2/D_1	2,5	2	1,8—1,4	1,2—1,1

Диаметр всасывающего патрубка у его фланца $d_в$ может быть ориентировочно определен по известным данным подачи Q и напора насоса H, а именно

$$d_в = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_в}}, \qquad (14.68)$$

где $c_в$ — скорость жидкостн у фланца всасывающего патрубка, причем

$$c_в = k_в\sqrt{2gH}. \qquad (14.69)$$

Здесь $k_в$ — коэффициент, принимающий в зависимости от быстроходиости n_s значения

n_s	60—80	80—150	150—250
$k_в$	0,13—0,12	0,12—0,10	0,10—0,11

По тем же данным о подаче Q и напоре H насоса определяют диаметр напорного патрубка у его фланца:

$$d_н = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_н}}, \qquad (14.70)$$

где $c_н$ — скорость жидкости при выходе из нагнетательного патрубка, прнчем

$$c_н = k_н\sqrt{2gH}, \qquad (14.71)$$

а коэффициент $k_н$ в зависимостн от быстроходности n_s принимает следующие значения:

n_s	60—80	80—150	150—220
$k_н$	0,2—0,18	0,18	0,18—0,19

Иногда необходимо определить абсолютную скорость жидкости при входе в рабочее колесо c_0. С. С. Руднев [18] рекомендует следующее уравнение:

$$c_0 = 0{,}06\sqrt[3]{Qn^2}. \qquad (14.72)$$

В. И. Киселев [15] рекомендует ту же величину определять зависимостью

$$c_0 = (0{,}1 \div 0{,}3)\sqrt{2gH}. \qquad (14.73)$$

Число лопастей рабочего колеса ориентировочно можно определить по формуле

$$z = 6{,}5\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\sin\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

В зависимости от коэффициента быстроходности n_s z принимает следующие значения:

n_s	50—60	60—180	180—350	350—580
z	10—12	8	6	5

Ширина лопастей b_1 на входе в рабочее колесо может быть определена из условия $Q = \pi D_1 b_1 c_0$ в виде

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_0}. \qquad (14.74)$$

Аналогично ширина лопастей b_2 при выходе из рабочего колеса может быть определена из условия

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2r},$$

где c_{2r} — радиальная составляющая абсолютной скорости выхода, равная $c_{2r} = c_2 \sin\alpha_2$. Следовательно,

$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 c_2 \sin\alpha_2}. \qquad (14.75)$$

Диаметр вала насоса определяют из условия прочности на кручение:

$$d_{вала} = \sqrt[3]{\frac{5{\cdot}71\,620{\cdot}9{,}81\cdot10^4}{0{,}736}\cdot\frac{N}{R_z n}}, \qquad (14.76)$$

где N — мощность, потребляемая насосом, кВт;
R_z — допускаемое напряжение на кручение; в зависимости от качества принимаемой стали $R_z \approx 12$—40 МПа.

Длинные валы проверяют, кроме того, на прочность при критической частоте вращения. Это относится, главным образом, к валам многоступенчатых насосов.

Как было указано, напор, создаваемый рабочим колесом центробежного насоса, ограничивается условиями сопротивления

материала, из которого изготовлено рабочее колесо. Для дисков с отверстиями в центре максимальная окружная скорость, которая может быть допущена при данном материале колеса, определяется как

$$u_2 = \sqrt{\frac{R_z}{\rho}},$$

где R_z — допускаемое напряжение на разрыв, Па;

ρ — плотность материала, кг/м^3.

Так, для насосов с чугунными рабочими колесами окружная скорость на выходе из рабочих колес не должна превышать значения $u_2 = 35—40$ м/с. Для рабочих колес из коиструкционной углеродистой стали $u_2 = 50—60$ м/с, а для рабочих колес, изготовленных из бронзы, $u_2 = 70—80$ м/с.

Приведем некоторые примеры нспользования в практике рассмотренных приближенных методов определения основных параметров и размеров центробежных насосов.

Для сравнения реальности величнн, получаемых при помощи приближенных расчетов, ориентируемся на существующий центробежный насос 8С-6, выпускаемый кировоградским заводом «Сахгидромаш».

Это горизонтальный, одноступенчатый, консольного типа насос с закрытым рабочим колесом одностороннего входа. Насос предназиачен для подачи сока на выпарку в технологических схемах свеклосахарных заводов. Насос может применяться и для подачи других чистых и слегка загрязненных жидкостей.

Техническая характеристика насоса следующая: подача $Q = 180—200$ м^3/ч; иапор $H = 62—61$ м; мощность рекомеидуемого электродвигателя $N = 55$ кВт; КПД $\eta = 61—64\%$.

Частота вращения рабочего колеса $n = 1450$ мин$^{-1}$; диаметр рабочего колеса иа выходе $D_2 = 450$ мм; ширина лопасти рабочего колеса на входе $b_1 = 35$ мм; ширина лопасти рабочего колеса на выходе $b_2 = 18$ мм; диаметр всасывающего патрубка $d_в = 200$ мм; диаметр нагнетательного патрубка $d_н = 125$ мм.

Приведенные технические характеристики насоса сравним с результатами ориентировочного расчета по приведенной методнке.

1. Коэффицнент быстроходности n_s насоса определяем по формуле

$$n_s = 3{,}65 \cdot n \sqrt{Q}\, H^{-3/4} = 3{,}65 \cdot 1450 \sqrt{\frac{200}{3600}} \cdot 61^{-3/4} = 58.$$

2. Напор, создаваемый насосом, определяем по формуле (14.64), приняв $k_1 = 0{,}00014$:

$$H = k_1 n^2 D_2^2 = 0{,}00014 \cdot 1450^2 \cdot 0{,}45^2 \text{ м} = 59{,}7 \text{ м}.$$

3. Подачу насоса при известном диаметре нагнетательного патрубка ориентировочно определяем по формуле (14.65). Принимая $k_2=24$, находим

$$Q=k_2 d_н^2=24\cdot 1{,}25^2 \text{ л/с}=0{,}054\cdot 3600 \text{ м}^3/\text{ч}=195 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Выходной диаметр рабочего колеса D_2 определяем, если известны частота вращения $n=1450$ мин$^{-1}$ и напор, создаваемый насосом $H=59{,}7$ м. Окружную скорость на выходе рабочего колеса u_2 определяем из уравнения (14.66), приняв коэффициент окружной скорости $k_{u2}=0{,}99$, соответствующий $n_s=60$. Тогда

$$u_2=k_{u2}\sqrt{2gH}=0{,}99\sqrt{19{,}62\cdot 59{,}7} \text{ м/с}=34 \text{ м/с}.$$

Отсюда наружный диаметр рабочего колеса

$$D_2=\frac{60u_2}{\pi n}=\frac{60\cdot 34}{3{,}14\cdot 1450} \text{ м}=0{,}448 \text{ м}=448 \text{ мм}.$$

5. Диаметр входного отверстия D_1 рабочего колеса определяем, исходя из наружного диаметра $D_2=0{,}448$ м и быстроходности колеса $n_s=58$.

Находим, что при $n_s=58$ можно принять $D_2/D_1=2{,}5$. Следовательно,

$$D_1=\frac{D_2}{2{,}5}=\frac{0{,}448}{2{,}5} \text{ м}=0{,}178 \text{ м}=178 \text{ мм}.$$

6. Диаметр всасывающего патрубка у его фланца $d_в$ может быть определен по заданной подаче насоса $Q=0{,}054$ м^3/с и напору $H=59{,}7$ м по формуле (14.68)

$$d_в=\sqrt{\frac{4Q}{\pi c_в}}=\sqrt{\frac{4\cdot 0{,}054}{3{,}14\cdot 4{,}45}} \text{ м}=0{,}125 \text{ м}=125 \text{ мм},$$

где $k_в=0{,}13$ при $n_s=58$, а

$$c_в=0{,}13\sqrt{19{,}62\cdot 59{,}7} \text{ м/с}=4{,}45 \text{ м/с}.$$

7. Диаметр напорного патрубка у его фланца $d_н$ определяем с использованием тех же данных о подаче и напоре насоса по формуле (14.70). Для определения $c_н$ — скорости жидкости при выходе из напорного патрубка воспользуемся формулой (14.71), где при $n_s=58$ следует принять $k_н=0{,}2$. Тогда

$$c_н=0{,}2\sqrt{19{,}62\cdot 59{,}7} \text{ м/с}=6{,}84 \text{ м/с},$$

а диаметр напорного патрубка

$$d_н=\sqrt{\frac{4\cdot 0{,}054}{3{,}14\cdot 6{,}84}} \text{ м}=0{,}1 \text{ м}=100 \text{ мм}.$$

8. Абсолютную скорость жидкости при входе в рабочее колесо c_0 определяем, приняв ее равной скорости во всасывающем патрубке, т. е. $c_0=c_в$. Но c_0 можно определить также по формуле (14.72) в зависимости от подачи Q и частоты вращения n:

$$c=0{,}06\sqrt[3]{Qn^2}=0{,}06\sqrt[3]{0{,}054\cdot 1450^2} \text{ м/с}=2{,}91 \text{ м/с}.$$

В. И. Киселев для определения той же величины рекомендует формулу

$$c_0 = (0{,}1 - 0{,}3)\sqrt{2gH}.$$

Приняв по этой формуле минимальное значение c_0, получим

$$c_0 = 0{,}1\sqrt{19{,}62 \cdot 59{,}7}\ \text{м/с} = 3{,}42\ \text{м/с}.$$

9. Число лопастей рабочего колеса ориентировочно определяем по формуле

$$z = 6{,}5\,\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\sin\frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

но для этого необходимо знать β_1 и β_2. Примем эти углы в соответствии с соображениями, высказанными ранее по поводу типа лопастей рабочего колеса, а именно:

$$\beta_2 = 25°, \quad \text{а} \quad \operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}.$$

Примем $c_1 = c_0 = 3{,}42$ м/с, а

$$u_1 = \frac{n\pi D_1}{60} = \frac{1450 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}162}{60}\ \text{м/с} = 12{,}3\ \text{м/с},$$

тогда

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{3{,}42}{12{,}30} = 0{,}278.$$

Поэтому $\beta_1 = 15°$ и, следовательно,

$$z = 6{,}5\,\frac{0{,}448 + 0{,}162}{0{,}448 - 0{,}162}\sin\frac{15° + 25°}{2} = 5\ \text{лопастей}.$$

Если определить число лопастей по приведеиным выше рекомендациям [30] в завнсимости от коэффициента быстроходности, то следует принять при $n_s = 58$ десять лопастей. Фактически рабочее колесо насоса 8С-6 имеет шесть лопастей.

10. Ширина лопастей на входе в рабочее колесо b_1 может быть определена из условия

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_0} = \frac{0{,}054}{3{,}14 \cdot 0{,}162 \cdot 3{,}42}\ \text{м} = 0{,}031\ \text{м} = 31\ \text{мм}.$$

11. Шириина лопастей при выходе из рабочего колеса аналогично определяется из условия

$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 c_2 \sin\alpha_2}.$$

В этой формуле неизвестна выходная абсолютная скорость c_2, которую иаходим из выходного треугольника скоростей как

$$c_2 = u_2\,\frac{\sin\beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = 34\,\frac{\sin 25°}{\sin(10° + 25°)} = 34\,\frac{0{,}424}{0{,}574} = 25\ \text{м/с}.$$

Таким образом,

$$b_2 = \frac{0{,}054}{3{,}14\ 0{,}448 \cdot 25 \cdot 0{,}174}\ \text{м} = 0{,}0085\ \text{м} \approx 9\ \text{мм}.$$

12. Мощность, потребляемая насосом при КПД, гарантируемом заводом-изготовителем, $\eta = 0{,}6$

$$N = \frac{QpH}{102\eta} = \frac{0{,}054 \cdot 1060 \cdot 59{,}7}{102\ 0{,}6}\ \text{кВт} = 55{,}5\ \text{кВт}.$$

13. Диаметр вала определяем по формуле

$$d_{\text{вала}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 71 \cdot 620 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4}{0{,}736 R_z} \cdot \frac{N}{n}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 71\,620 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4}{0{,}736 \cdot 19{,}6 \cdot 10^6} \cdot \frac{55{,}5}{1450}} = 4{,}55\ \text{см} = 45{,}5\ \text{мм}.$$

Из полученных результатов видно, что расчеты по приближеиным формулам в основном практически применимы.

Исключением следует считать результаты, полученные из расчета диаметра всасывающего патрубка $d_в$ по формуле (14.69), а также из расчета ширины лопастей колеса на выходе b_2 по формуле (14.75).

Расчетные размеры $d_в = 125$ мм и $b_2 = 9$ мм являются занижеиными, вследствие чего скорости жидкости в соответствующих сечениях проточной части насоса оказываются чрезмерно большими.

НЕКОТОРЫЕ ДАННЫЕ ОБ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Отечествеиные насосные заводы обеспечивают пищевую промышлеииость насосами различного иазиачения. Следуя принятой условной классификации насосов, применяемых в пищевой промышлеиности, укажем, что для перекачки холодиой воды применяются насосы типа *D*.

По ГОСТ 10272—73 насосные заводы СССР выпускают насосы такого типа 32 типоразмеров.

Это горизонтальные одноступенчатые с полуспиральным подводом жидкости к двустороннему рабочему колесу цеитробежные насосы. Они предназиачены для подачи воды и других чистых жидкостей от 200 до 12 500 м³/ч при напоре от 14 до 130 м жидкости с температурой до 85°С.

Входной и напорный патрубки этих насосов расположены в нижней части корпуса и направлены горизонтально в противоположиые стороиы. Такое расположенне патрубков, а также горизонтальный разъем корпуса обеспечивают возможность

контроля и замеиы рабочих деталей без снятия насоса с фундамента и без демонтажа двигателя и трубопроводов.

На предприятиях пищевой промышленности для водоснабжения чаще всего применяются насосы: Д320—70, Д800—28, Д1250—65, Д1600—90, Д2000—34, а также Д200—95, Д200—36, Д320—50, Д630—90, Д500—36.

На рис. 117 приведеиа характеристика насоса Д320—50, а на рис. 118 показан насос Д320—50 в исполнении кировоградского завода «Сахгндромаш».

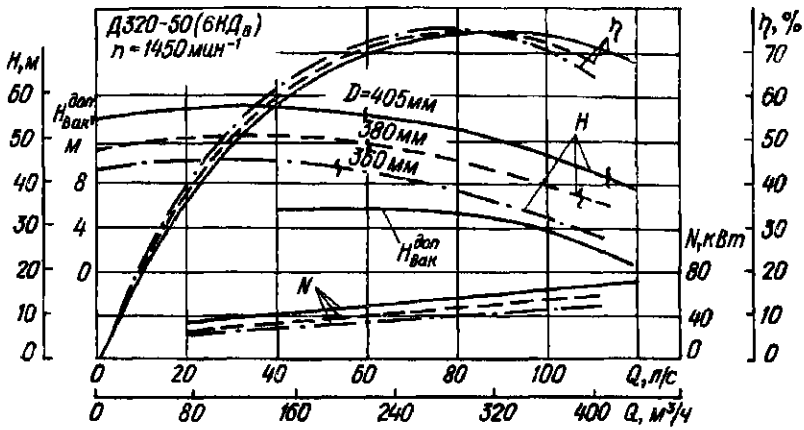


Рис. 117. Характеристика насоса Д320-50 (6НДв).

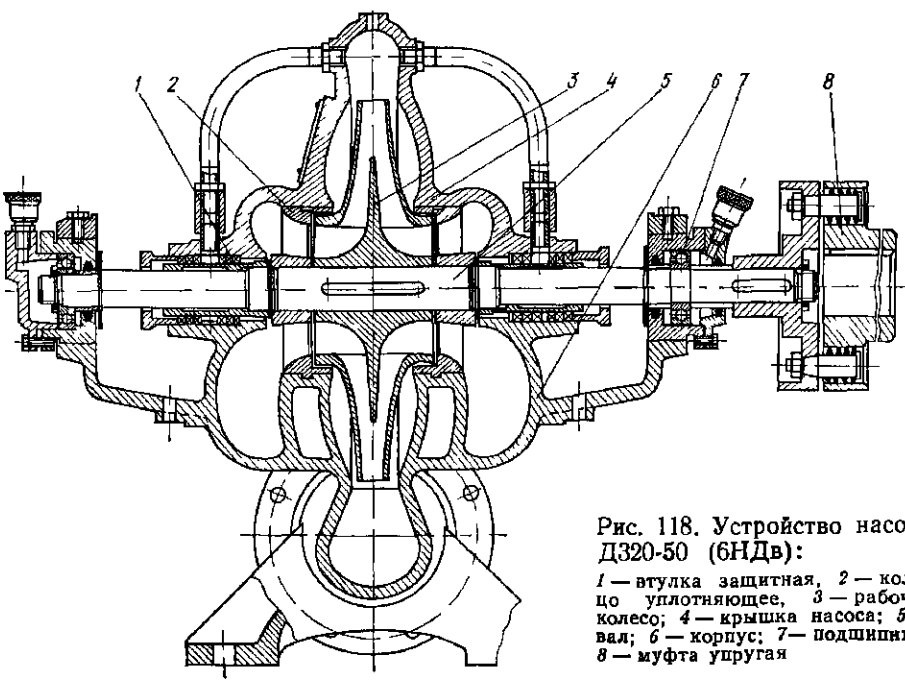


Рис. 118. Устройство насоса Д320-50 (6НДв):

1 — втулка защитная, *2* — кольцо уплотняющее, *3* — рабочее колесо; *4* — крышка насоса; *5* — вал; *6* — корпус; *7* — подшипник; *8* — муфта упругая

Техиические данные иасосов типа Д приведены в табл. 21.

С увеличением производительности свеклосахарных заводов возникла необходимость в перекачке большого количества жидких свекловичных соков, насосы типа Д стали широко применяться для подачи диффузионного, фильтрованного сатурацнонного сока и сока на выпарную станцию, а также подачи подогретой воды на диффузию и некоторые другие станции завода.

Таблица 21

Техническая характеристика насосов типа Д

Типоразмер	Подача, Q		Полный напор, H, м	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Мощность электродвигателя N, кВт	Допустимый кавитационный запас $\Delta h_{зап}$, м	КПД насоса η, %
	м³/ч	л/с					
Д200—95 (4НДв)	200	55	95	2950	80	8,5	70
Д320—70 (6НДс)	320	89	70	2950	85	8,5	78
Д200—36 (5НДв)	200	55	36	1450	35	3,0	72
Д320—50 (6НДв)	320	89	50	1450	60	4,5	76
Д500—65 (10Д —6)	500	139	65	1450	130	4,0	76
Д630—90 (8НДв)	630	175	90	1450	230	6,5	80
Д1250—65 (12НДс)	1250	347	65	1450	260	7,0	86
Д1600—90 (14НДс)	1600	444	90	1450	500	8,0	87
Д500—36 (8НДс)	500	139	36	980	100	5,0	80
Д800—28 (12НДс)	800	222	28	980	100	4,5	86
Д1000—40 (14НДс)	1000	278	40	980	150	4,0	87
Д2500—62 (18НДс)	2500	694	62	980	500	6,5	87
Д1250—14(16НДн)	1250	347	14	730	100	3,5	80
Д2000—34 (18НДс)	2000	556	34	730	250	5,5	87
Д6300—80 (24НДс)	6300	1750	80	730	1750	8,0	88
Д5000—50 (24НДс)	5000	1390	50	585	900	5,5	87

Примечания: 1. В скобках (для справок) приведены обозначения насосов, действовавших до введения ГОСТ 10272—73.
2 КПД указан для подачи Q, находящейся в зоне 0,8 до 1,2

На свеклосахариых заводах для подачи сока на выпарку и перекачивания других чистых и слегка загрязиеиных жидкостей примеияют насос 8С-6, описанный в предыдущем параграфе. На рис. 119 приводится его характеристика, а иа рис. 120 показано устройство насоса.

Для подачи различных вод (чистой, жомопрессовой, промойной) в меньших количествах, примерно до 100 м³/ч, иа пищевых предприятиях применяют насосы типа К. Это горизоитальные, одноступенчатые, центробежные, консольного типа насосы с закрытым рабочим колесом одностороинего входа (рис. 121). Они предназначены для подачи воды и других неагрессивных жндкостей при температуре до 105°С.

Насосные заводы СССР выпускают насосы типа К многих типоразмеров для подачи от 8,6 до 290 м³/ч при напоре жндкости от 17 до 87 м (табл. 22).

Насосы типа К выпускают также и во фланцевом соединении с электродвигателем, в этом случае их называют моноблочными насосами типа КМ.

При перекачке пищевых суспензий, сиропов, клерсов и других жидкостей, способных к отложению твердых частиц в межлопастных пространствах рабочего колеса, применяют насосы типа СОТ (соковые открытого типа). Эти насосы выпускаются Пивненковским, Кировоградским и другими заводами пищевого машиностроения.

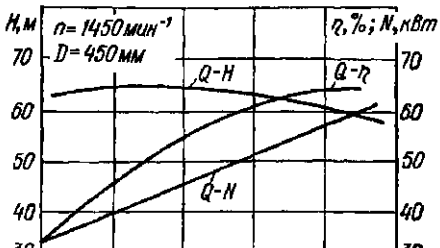


Рис. 119. Характеристики насоса 8С-6.

У рабочих колес насосов типа СОТ (рис. 122) отсутствует передний диск и они легко очищаются от накипи. Уплотнение торцовых поверхностей лопастей рабочих колес осуществляется точной подгонкой передней крышки насоса с зазором около 0,3 мм. Насосы типа СОТ выпускают следующих марок: СОТ-30, СОТ-60, СОТ-100 и СОТ-150* (табл. 23).

Сотрудниками КТИПП были испытаны эти насосы при понижениой частоте вращения рабочих колес [39]. Результаты испытаний показали, что насос СОТ-100 при $n=990$ мин$^{-1}$ с достаточной для этого насоса экономичностью ($\eta=0{,}6$) работает с

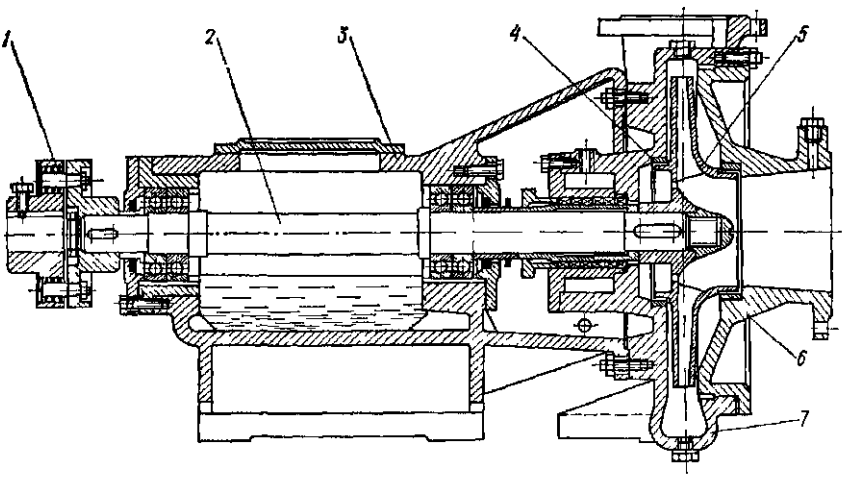


Рис. 120. Устройство насоса 8С-6:
1 — муфта упругая; *2* — вал; *3* — стойка; *4* — кольцо уплотнительное; *5* — рабочее колесо; *6* — крышка насоса; *7* — корпус.

* Числа обозначают соответствеино среднюю подачу насосов, м³/ч, при номиналыой частоте вращеиия *n*.

подачей $Q=100$ м³/ч, создавая напор $H=20$ м. Потребляемая при этом мощность не превышает $N=9{,}1$ кВт (рис. 123). Насос СОТ-60 при $n=985$ мин$^{-1}$ работает с подачей $Q=75$ м³/ч и напоре $H=18$ м. При этом расходуется мощность $N=7$ кВт. КПД насоса в этом режиме работы составляет $\eta\approx0{,}5$. Данные, полученные при испытании насоса СОТ-30 при $n=980$ мин$^{-1}$, показали, что использование его в производственных условиях нецелесообразно.

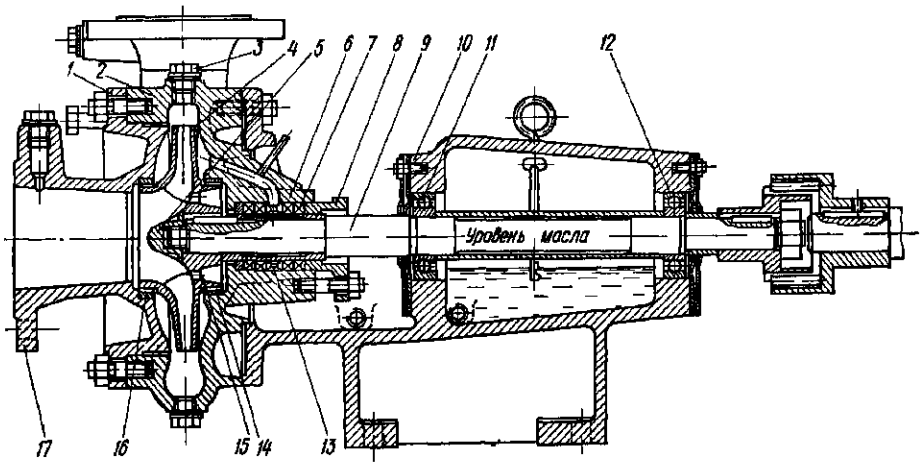


Рис. 121. Устройство насоса 4К-8 с разгруженным колесом и двусторонним уплотнением:

1 — крышка корпуса; *2* — корпус насоса; *3* — пробка заливного отверстия; *4* — рабочее колесо; *5* — гайка крепления рабочего колеса; *6* — корпус сальника; *7* — набивка; *8* — крышка сальника; *9* — вал насоса; *10* — опорная стойка; *11* и *12* — подшипники; *13* — кольцо гидравлического уплотнения; *14* — кольцо уплотнительное; *15* — разгрузочное отверстие; *16* — кольцо уплотнительное; *17* — патрубок входной.

Таблица 22

Техническая характеристика насосов типа К при средней подаче

Типоразмер	Подача Q		Полный напор H, м	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Мощность N, кВт		КПД насоса η, %	Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{доп}$, м
	м³/ч	л/с			на валу насоса	электродвигателя		
1,5К 8/19 (1,5К—6)	8,6	2,4	18,5	2900	0,9	1,7	53,0	6,0
2К 20/30 (2К—6)	19,8	5,5	31,0	2900	2,8	4,5	62	6,0
2К 20/18 (2К—9)	20	5,5	18,0	2900	1,5	2,8	65	6,0
3К 45/55 (3К—6)	45	12,5	54	2900	10,1	14,0	63,0	6,0
3К 45/30 (3К—9)	45	12,5	31	2900	5,5	7,0	69	6,0
4К 90/85 (4К—6)	90	25	87	2900	33	55	65	5,0
4К 90/55 (4К—8)	90	25	54,9	2900	19,5	28	73	5,0
6К 160/20 (6К—12)	160	44,5	20,1	1450	10,8	14	81	6,0
8К 290/17 (8К—18)	290	80,6	17,5	1450	17,0	20	83,0	6,0

Примечание. В скобках (для справок) указаны прежние наименования марок насосов.

Для перекачки фекальиых и других волокиистых и загрязненных жидкостей предназначены насосы типа Ф. Это одноступенчатые консольного типа насосы с рабочим колесом одностороннего входа. Подача изменяется от $Q=16$ м³/ч до $Q=1030$ м³/ч при напоре от 8 до 65 м, температура жидкости до 100°С.

Рыбницкий насосный завод выпускает фекальные горизонтальные насосы нескольких типоразмеров (табл. 24).

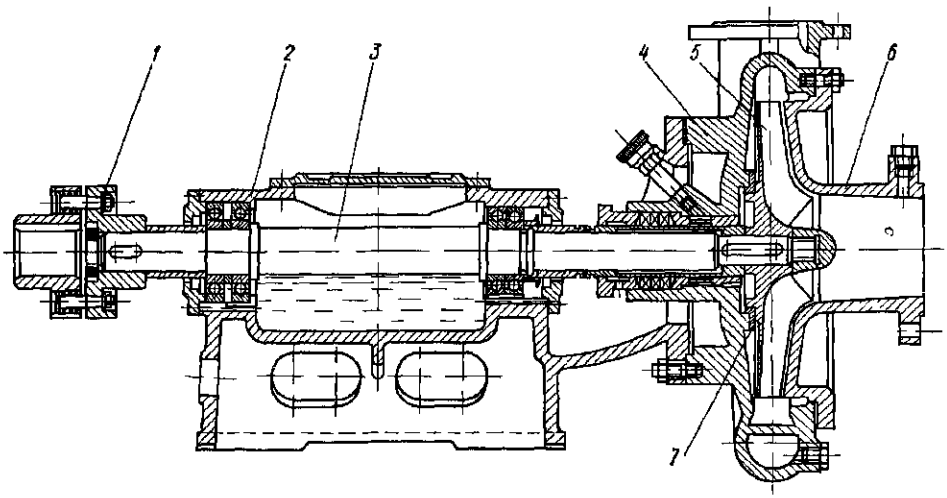


Рис. 122. Устройство иасоса СОТ-150:
1 — муфта упругая; *2* — стойка насоса; *3* — вал насоса; *4* — корпус; *5* — рабочее колесо; *6* — крышка корпуса; *7* — кольцо уплотняющее

Таблица 23

Техиическая характеристика иасосов типа СОТ при $n=1450$ мии⁻¹

Типоразмер	Перекачиваемая жидкость	Подача Q, м³/ч	Полный напор H, м	Рекомендуемая мощность двигателя N, кВт	Внутренний диаметр патрубков, мм	
					входного	напорного
СОТ—30	Загрязненные жидкости, соки, сиропы и др.	30—40—50	25—21—16	10—14	80	80
СОТ—60		60—130—200	46—40—28,5	20—40	125	100
СОТ—100		100—170—240	50—44—33	28—35	125	100
СОТ—150		150—200—250	50—47—42	40—60	150	125

Большое распространение на предприятиях пищевой промышленности получилн горизонтальные насосы ФГ450/22,5 (рис. 124, *а*) и ФГ800/33 (рис. 124, *б*).

Для перекачки жомо-водяной смеси, фекальных и других загрязненных жидкостей применяется также насос 9ЖФ-9 (рис. 125), изготовляемый кировоградским заводом «Сахгидромаш» взамеи насоса НЖФ-150. Завод гарантирует следующие

технические характеристики работы насоса на воде (рис. 126); подача $Q=200—350$ м³/ч, напор $H=55—45$ м; рекомендуемая мощность электродвигателя $N=75$ кВт; КПД насоса $\eta=0{,}64$, при $n=1450$ мин$^{-1}$.

Это горизонтальный, одноступенчатый, консольный насос. Разъем в горизонтальной плоскости. Рабочее колесо закрытое,

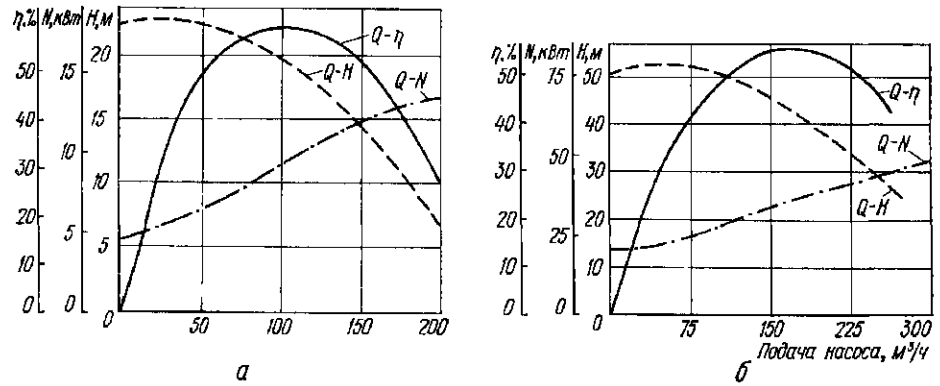


Рис. 123. Характеристики насоса СОТ-100 при частоте вращения: $а$ — $n=990$ мин$^{-1}$; $б$ — $n=1450$ мин$^{-1}$.

двулопастное с односторонним входом, диаметр $D_2=435$ мм. Диаметр всасывающего патрубка $d_{вс}=225$ мм, а нагнетательного $d_н=150$ мм. Насос изготовляется с переходными нагнетательными патрубками диаметром 150 мм на 200 и 250 мм.

Таблица 24

Техническая характеристика некоторых насосов типа Ф

Типоразмер	Оптимальный режим		Рабочая зона		Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Мощность электродвигателя N, кВт	КПД насоса η, %	Диаметр рабочего колеса D_2, мм
	Подача Q, м³/ч	Напор H, м	Подача Q, м³/ч	Напор H, м					
ФГ 16/27	16	27	9—21	30—24	7,6	2900	4,0	58	155
ФГ 29/40	29	40	16,2—38	44—35,6	6,4	2900	10	60	185
ФГ 14,5/10	14,5	10	8,1—19	11—8,9	8,6	1450	1,1	58	185
ФГ 51/58	51	58	28—70	65—54	4,8	2900	22	60	220
ФГ 25,5/14,5	25,5	14,5	14—35	16,2—13,5	8,3	1450	3,0	58	220
ФГ 115/38	115	38	43—115	48—38	1,0	2900	30	61	192
ФГ 57,5/9,5	57,5	9,5	30,6—86,5	12,5—7,8	8,8	1450	4,0	58	192
ФГ 81/31	81	31	44—110	34—28	6,7	1450	17	63	314
ФГ 81/18	81	18	43—112	22—16	8,4	1450	10	62	245
ФГ 144/46	144	46	79,2—162	50—44	5,8	1450	40	64	385
ФГ 216/24	216	24	117—332	31—19	7,7	1450	40	63	300
ФГ 144/10,5	144	10,5	75,6—220	12,7—8,0	8,7	960	10	63	300
ФГ 450/22,5	450	22,5	238—682	28,5—18	7,5	960	75	65	435
ФГ 800/33	800	33	420—1030	42—29	6,0	960	160	63	530

Для откачки конденсатов тепловой аппаратуры в сборники котельных или ТЭЦ пищевых предприятий применяются, главным образом, насосы типа К и Кс. Описанные ранее иасосы типа К применяются для откачки конденсатов более иизкого потенциала с температурой до 105°С. Для откачки коиденсатов более высокого потенцнала, например, конденсата отработанного пара турбиины или конденсата первых корпусов выпариых станций,

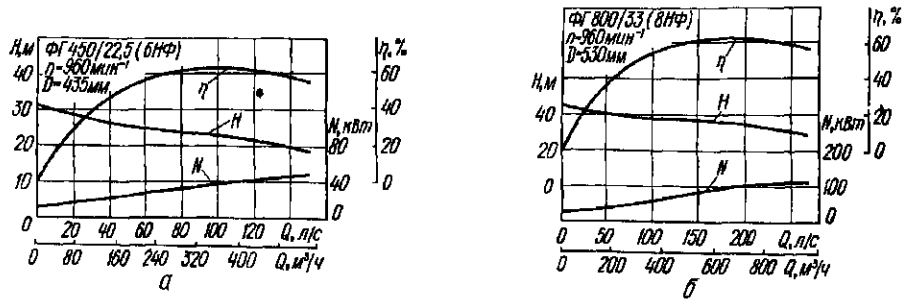
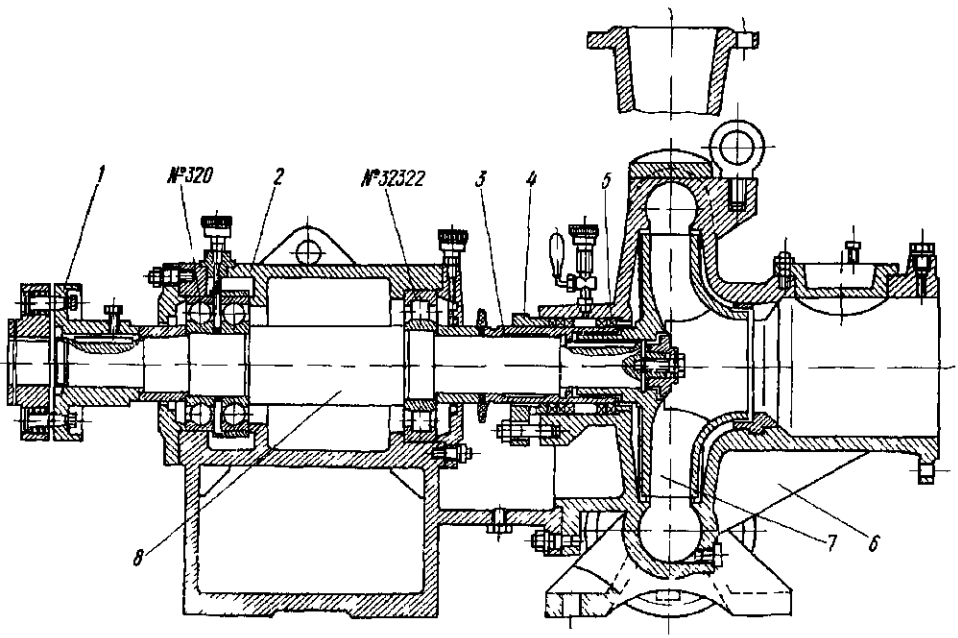


Рис. 124. Характеристики фекальиых насосов ФГ 450/22.5 (6НФ) (*а*) и ФГ 800/33 (8НФ) (*б*).

применяются насосы типа Кс. Они предназначены для подачи конденсата от 5 до 125 м³/ч при напоре от 20 до 155 м, с температурой до 160°С (табл. 25).

Насосы типа Кс — это специальные конденсатные двух- и четырехступеичатые центробежные насосы с горизонтальным



Рнс. 125. Устройство жомофекального иасоса 9ЖФ-9

1 — муфта упругая; *2* — стойка опорная; *3* — втулка защитная; *4* — крышка сальника; *5* — корпус сальника; *6* — корпус насоса; *7* — рабочее колесо; *8* — вал касоса.

разъемом корпуса с рабочими колесами одностороннего входа. Ступени насоса соединены последовательно с помощью внешней переводной трубы или внутренним переводным каналом. Подвод конденсата соединен с воздушным пространством источника поступления конденсата специальной трубкой (оттяжкой). В этих насосах осевая сила уравновешивается симметричным расположением входных отверстий рабочих колес.

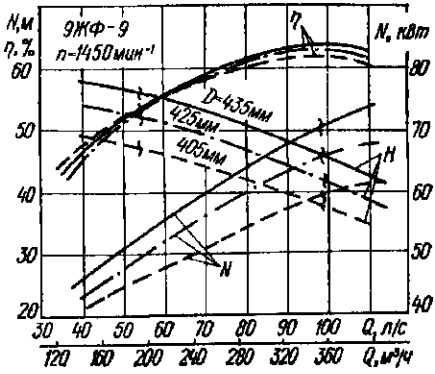


Рис. 126. Характеристики насоса 9ЖФ-9 при работе на воде.

В пищевой промышленности применяются также центробежные насосы спецнального назначения.

Так, для перемещения молока и молочных продуктов по трубам между станциями молочных заводов, а также для создания напора в некоторых аппаратах широко применяют центробежные насосы. По принципу действия эти насосы не отличаются от обычных центробежных насосов, однако, они имеют некоторые конструктивные особенности, обусловленные технологическими требованиями.

Центробежными насосами перекачивают цельное и обезжиренное молоко, пахту, сыворотку. Их используют также для перекачки вязких продуктов молочного производства, на качество

Таблица 25

Техническая характеристика конденсатных насосов

Типоразмер	Подача Q, м³/ч	Напор H, м	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Допустимый кавитационный запас, м ст жидкости	Рабочее давление на входе, МПа, не более	КПД η, %	Мощность потребляемая насосом, N, кВт	Температура перекачиваемой жидкости, °С, не более
Кс 5/30	5	30	3000	1,6	0,4	48	0,9	125
Кс 5/45	5	45	3000	1,6	0,4	48	1,3	125
Кс 8/20	8	20	3000	1,6	0,4	52	0,9	125
Кс 8/60	8	60	3000	1,6	0,4	52	2,5	125
Кс 20/30	20	30	3000	1,6	0,4	58	2,8	125
Кс 20/110	20	110	3000	1,6	0,4	58	10,3	125
Кс 50/40	50	40	1500	1,6	1,0	63	8,7	125
Кс 50/110	50	110	1500	1,6	1,0	63	23,8	125
Кс 80/55	80	55	1500	1,6	1,0	65	18,5	160
Кс 80/155	80	155	1500	1,6	1,0	65	52	160
Кс 125/140	125	140	1500	1,6	0,4	62	77	125

Примечание. Допустимый кавитационный запас для насосов всех типоразмеров составляет 1,6 м. ст. жидкости.

которых не влияет интенсивное перемешивание. Конструкция насосов должна удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к молочному оборудованию, поэтому крышки насосов со стороны всасывания выполняются на шарнирах, легко открывающихся после отключения трубопровода.

Применяются центробежные насосы с радиальными (рис. 127, *а*) лопастями и лопастями, отогнутыми назад (рис. 127, *б*). Кро-

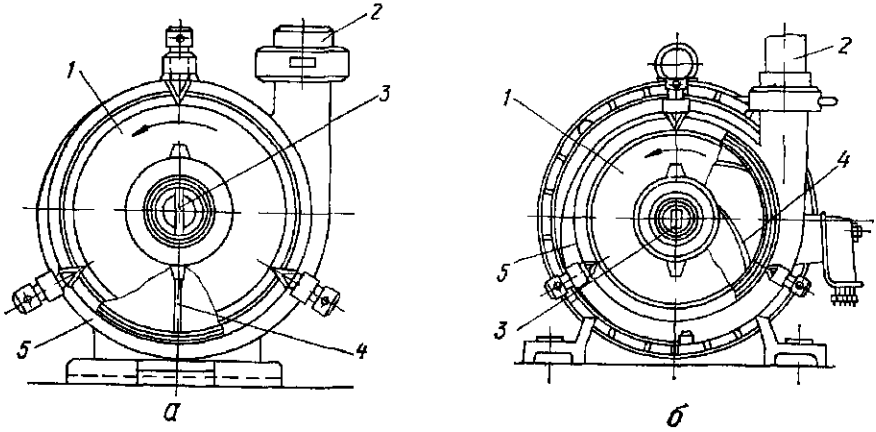


Рис. 127. Центробежные насосы для перекачки жидких молочных продуктов с радиальными лопастями (*а*) и лопастями, отогнутыми назад (*б*):

1 — крышка; *2* — нагнетательный патрубок; *3* — всасывающий патрубок; *4* — рабочее колесо; *5* — корпус.

ме того, применяют дисковые насосы (рис. 128), рабочие колеса которых представляют собой сплошные круглые диски из нержавеющей стали. В центральной части диска со стороны всасывания делается выточка для входа молока. В диске просверливается 4—6 прямых каналов круглого сечения, которые направлены по касательной к окружности цилиндрической выточки на входе. Эти каналы выходят к периферии диска для выброса молока в спиральную камеру насоса.

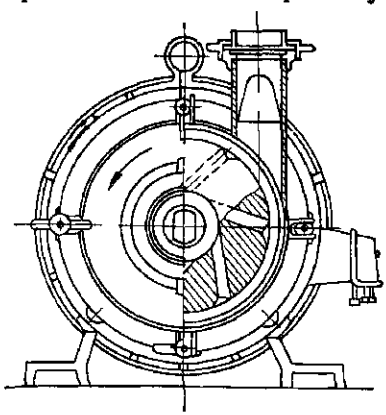


Рис. 128. Центробежный насос с дисковым рабочим колесом.

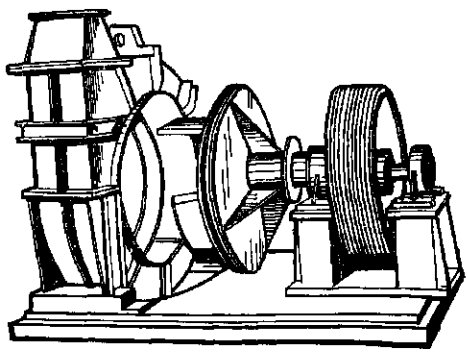


Рис. 129. Свеклонасос с отодвинутой задней стенкой и рабочим колесом.

Одноступенчатые центробежные насосы, применяемые в молочной промышленности, создают напор до 30 м. В отдельных случаях применяются двуступенчатые насосы, лопастные или дисковые для соответствующего увеличения напора.

К центробежным насосам специального назначения можно отнести также свеклонасосы, устанавливаемые на сахарных заводах для подъема свекло-водяной смеси из гидравлических транспортеров в завод (рис. 129). Особенностью конструкции свеклонасосов является необходимость в обеспечении значительных проходных сечений проточной части насоса, в том числе каналов рабочего колеса. Это требование связано с размерами корней свеклы (350—400 мм), которые должны транспортироваться без повреждений. Естественным результатом больших проходных сечений проточной части свеклонасосов является большая их подача.

Многочисленными наблюдениями установлено, что при слишком большой подаче насоса по сравнению с количеством поступающей свекло-водяной смеси происходит выхватывание отдельных порций ее из прилегающего к насосу участка гидротранспортера, а затем насос работает вхолостую. При этом, если рециркуляция воды не осуществляется или осуществляется в недостаточном количестве, насос продолжает работать, будучи заполненным свеклой, которая частично задерживается в нем. Вследствие этого происходит значительное повреждение свеклы. Систематическое повторение такого процесса ведет к большим потерям свекломассы и сахара.

Указанные выше отрицательные явления усугубляются на заводах с относительно меньшей производительностью и с увеличением высоты подъема, на которую необходимо подавать свеклу, так как с увеличением частоты вращения, необходимой для увеличения высоты подъема, увеличивается не только напор, но и подача насоса. Кроме того, лопасти насоса с увеличением скорости вращения непосредственно своими ударами разрушают значительное количество корней. Тем не менее, свеклоподъем на сахарных заводах осуществляется в большинстве случаев при помощи свеклонасосов.

Типовыми свеклонасосами являются унифицированные свеклонасосы (УС). Это одноступенчатые, одностороннего входа центробежные насосы сварной конструкции (рис. 130, *а*). Рабочее колесо такого свеклонасоса (рис. 130, *б*) представляет собой два стальных диска, к которым с внутренней стороны привареиы две пустотелые лопасти определенной конфигурации. В центральной части переднего диска имеется отверстие диаметром 500 мм для входа свекло-водяной смеси из гидротранспортера. В центральную часть заднего диска вмонтирована ступица для крепления рабочего колеса на консоли вала при помощи шпонки и гайки.

Рассматриваемый насос является насосом консольного типа. Его рабочий вал опирается на два радиально-упорных подшипника качения. Привод от электродвигателя осуществляется через клиноременную передачу.

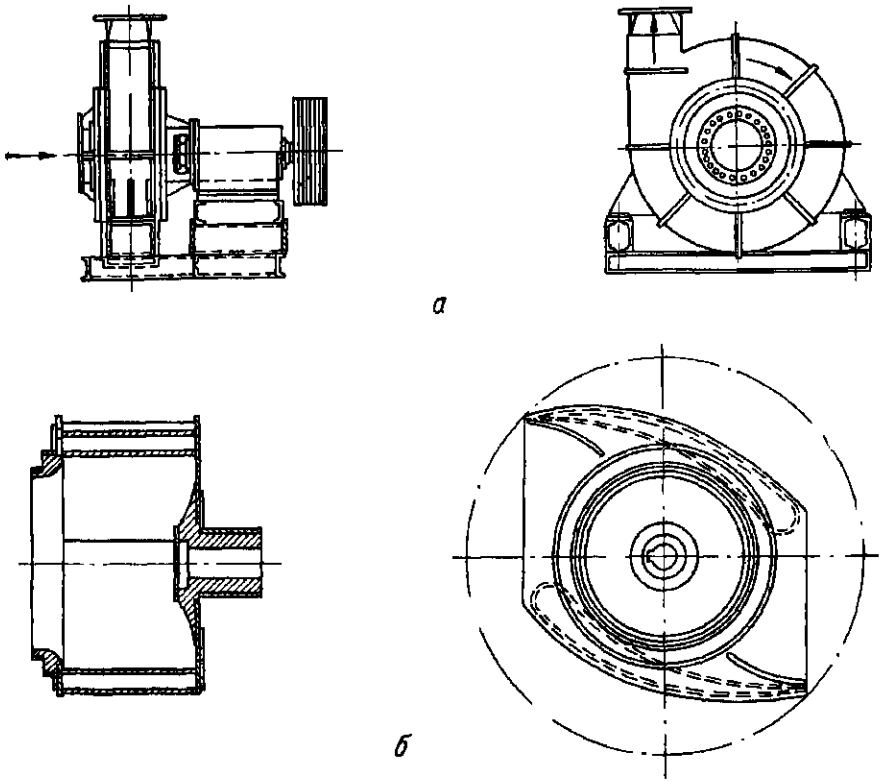


Рис. 130. Общий вид (*а*) и рабочее колесо (*б*) свеклонасоса.

На рис. 131 приведена характеристика свеклонасоса, эксплуатирующегося на сахарных заводах. Основные технические данные свеклонасосов приведены в табл. 26.

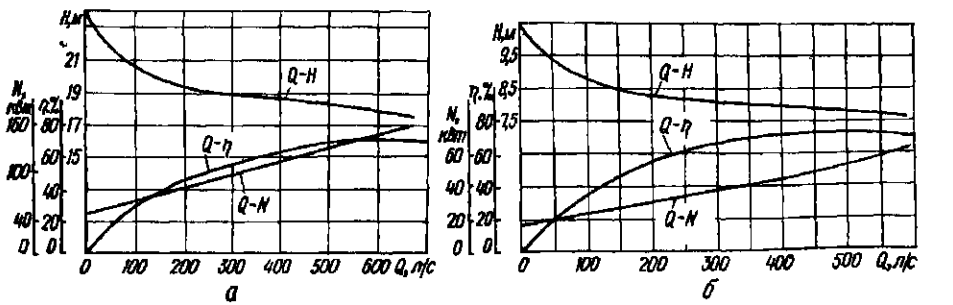


Рис. 131. Характеристика свеклонасоса при $n=300$ мин$^{-1}$ (*а*) и $n=200$ мин$^{-1}$ (*б*).

Таблица 26

Техническая характеристика свеклонасосов

Основные параметры насосов	Типоразмер		
	УС-1	УС-2	УС-3
Производительность по свекле, т свеклы в сутки	1500	3000	5000
Напор, м	20	25	30
Частота вращения ротора, мин$^{-1}$	370	440	498
Мощность электродвигателя, кВт	90	160	320

Примечание. Диаметр всасывающего патрубка насосов 468 мм, диаметр выходного патрубка 398 мм.

Глава пятнадцатая

ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Работа поршневых насосов основана на принципе вытеснения. Основными рабочими органами поршневого насоса являются: цилиндр и поршень. Поршень перемещается в цилиндре в возвратно-поступательном движении (рис. 132, *а*).

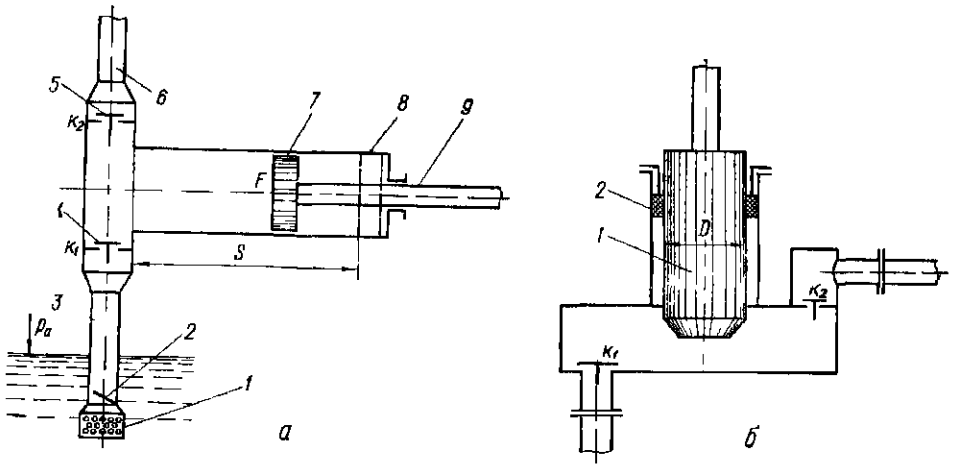


Рис. 132. Схемы насоса с дисковым поршнем (*а*) и плунжерного насоса (*б*).

В цилиндре *8* перемещается поршень *7*, жестко соединенный со штоком *9*, являющимся исполнительной частью приводного кривошипно-шатунного механизма. При ходе поршня «вправо» полезный объем цилиндра, т. е. объем, заполняющийся жид-

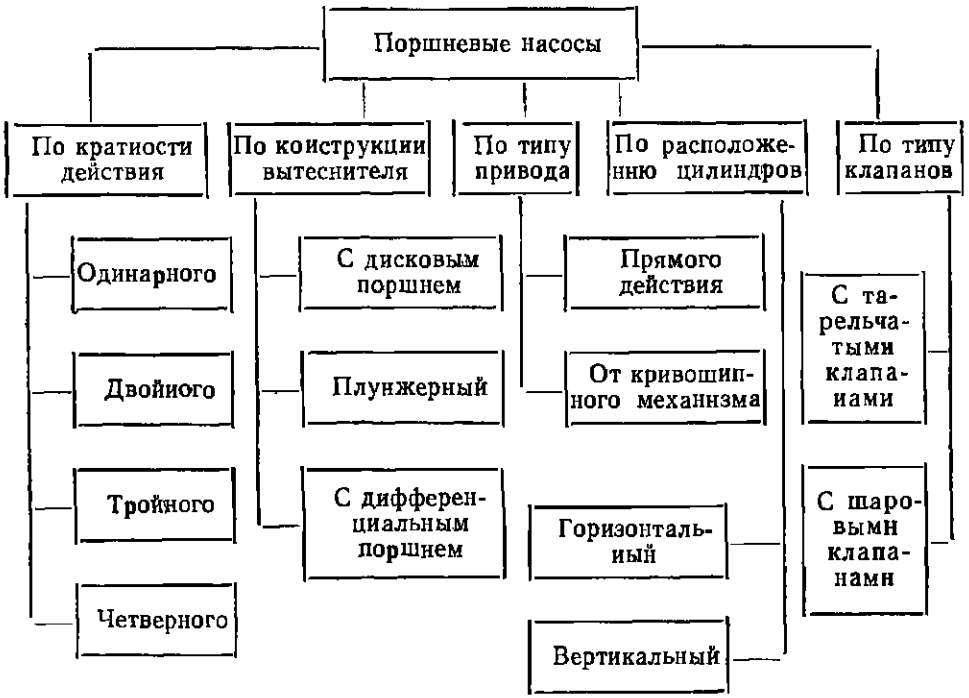
костью, увеличивается, вследствие чего давленне в нем уменьшается. Всасывающий клапан *4* при этом поднимается, жидкость под действием внешнего давления p_a на ее поверхности, чаще всего под атмосферным давлеиием, входит в цилиндр через сосун *1*, открытый обратный клапан *2* и всасывающую трубу *3*.

При ходе поршия «влево» жидкость, ранее вошедшая в цилиндр, выталкивается движущимся поршнем. Давление в цилиидре насоса при этом повышается, всасывающий клапан *4* закрывается, а нагнетательный *5* поднимается н жидкость из цилиндра поступает в нагнетательный трубопровод *6*. Подача жидкости в нагнетательный трубопровод происходит вследствие вытеснения из цилиндра движущимся поршнем предварительно засосанной жидкости.

Классификация поршиевых насосов (схема 3) производится в зависимости от их конструктивных особенностей и технологического назначения.

Схема 3

Классификация поршневых иасосов



В первую очередь поршневые насосы классифицируются по кратности действия, под которой понимают число порций жидкости, подаваемых насосом в нагнетательный трубопровод за один оборот кривошипного вала.

В пищевой промышленности применяют насосы одинарного, двойного, тройного и четверного действия. Кратность действня

более четырех в практике не применяется вследствие сложности конструкции.

По расположению цилиндров поршневые насосы чаще всего бывают горизонтальные и вертикальные. По конструкции рабочего органа, вытесняющего жидкость из цилиндра, поршневые насосы бывают с дисковым поршнем и плунжерные.

Поршень насоса имеет вид диска, уплотнение которого в цилиндре осуществляется с помощью специальных пружинящих разрезанных металлических, чаще всего чугунных, колец (рис. 133, *а*). Тщательное уплотнение дискового поршня в цилиндре может быть осуществлено также с помощью резиновых или кожаных манжет (рис. 133, *б*). Для вытеснения жидкости из цилиндров поршневых насосов применяются также плунжеры (рис. 133, *в*).

Насосы с дисковыми поршнями применяются при перекачке маловязких неизагрязненных жидкостей. Для перекачки вязких, а также загрязненных жидкостей и суспензий применяются исключительно плунжерные насосы (см. рис. 132, *б*).

Всасывание жидкости в цилиндр насоса происходит при движении плунжера вверх. При этом всасывающий клапан k_1 поднимается и жидкость под действием внешнего давления входит в цилиндр насоса. При возвратном движении плунжера вниз клапан k_1 прижимается к своему гнезду, закрывая его, а нагнетательный клапан k_2 открывается, пропуская вытесняемую из цилиндра жидкость в нагнетательный трубопровод.

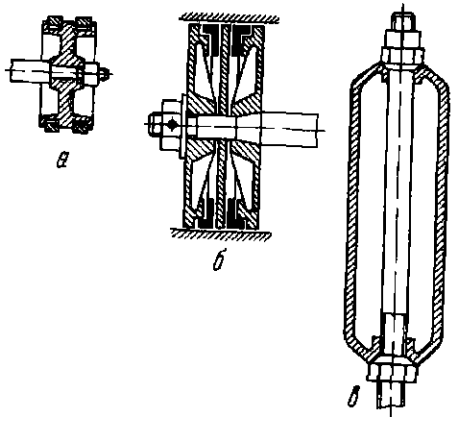


Рис. 133. Устройство поршней.

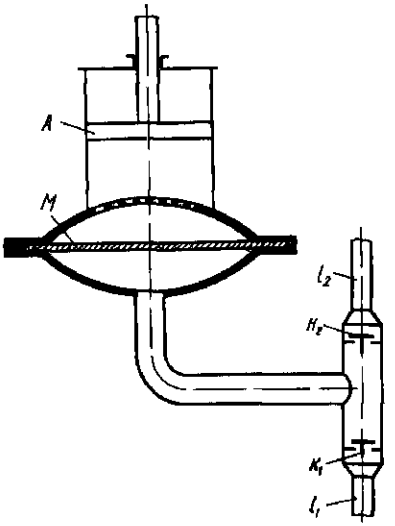


Рис. 134. Схема мембранного насоса.

Плунжер *1* насоса в работе соприкасается только с элементами сальника *2*, уплотняющими плунжер в цилиндре. При этом тщательность уплотнения достигается сжимаемой сальниковым стаканом сальной набивкой, уменьшающей трение и износ со-

прикасающихся поверхностей. Вследствие этого цилиндр плунжерного насоса не изнашивается, а служит только емкостью, заполняемой и опорожняемой в зависимости от направления движения плунжера.

В некоторых отраслях пищевой промышленности, например, бродильной, особое значение имеет плавное регулирование подачи насосов. Наиболее удачно такое регулирование производится, если привод насоса осуществляется непосредственно от паровой машины. Поэтому здесь применяются насосы, поршни которых находятся на одних штоках с паровыми машинами. Такие насосы называются насосами прямого действия.

В пищевой промышленности применяются также мембранные насосы для перекачки агрессивных жидкостей, например, кислот и во всех других случаях, когда перекачиваемая жидкость не должна непосредственно соприкасаться с цилиндром и перемещающимся в нем поршнем или плунжером насоса.

В мембранном насосе (рис. 134) цилиндр отделен от клапанной коробки упругой перегородкой — мембраной *М*. Мембраны изготовляются из специальной резины или стали. Цилиндр насоса между поршнем и мембраной заполняется неагрессивной жидкостью, чаще всего минеральным маслом. Внутренние поверхности клапанной коробки, трубопроводов и поверхности клапанов должны иметь защитное покрытие или изготовляться из материалов, не разрушающихся под действием перекачиваемой жидкости.

При ходе поршня вверх объем полости цилиндра, примыкающей к мембране, увеличивается, давление над мембраной снижается и она прогибается вверх. Вследствие этого увеличивается пространство, занимаемое жидкостью между мембраной и клапанной коробкой, где давление снижается. При этом всасывающий клапан k_1 поднимается и жидкость под влиянием внешнего давления входит в пространство под диафрагмой.

При движении поршня вниз жидкость под поршнем нажимает на диафрагму и последняя выгибается вниз. Диафрагма, в свою очередь, вытесняет жидкость из клапанной коробки. При этом всасывающий клапан k_1 закрывается, а нагнетательный клапан k_2 поднимается и пропускает жидкость в нагнетательный трубопровод. В последующих движениях поршня описанный цикл работы насоса повторяется.

ПОДАЧА ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Подачей насоса называется объемное количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени. Это определение относится ко всем насосам независимо от их типов и конструкций.

Действительная подача Q горизонтального поршневого насо-

са одинарного действия с дисковым поршием определяется зависимостью

$$Q = \frac{Fsn}{60}\eta_0, \qquad (15.1)$$

где Q — действительная подача, м³/с;
F — площадь сечения поршня (или цилиндра), м²;
s — полезный ход поршня, м;
n — частота вращения кривошипного вала, мин$^{-1}$;
η_0 — объемный КПД насоса.

Подача плунжерного насоса одинарного действия (см. рис. 132, *б*) определяется по этой же формуле, где принимается, что F — площадь поперечного сечения плунжера, а s — его полезный ход.

Подачу насоса двойного действия (рис. 135) можно определить из следующих соображений.

Как видно из схемы, при движении поршня влево он вытесняет жидкость из левой полости цилиндра, при этом левый нагнетательный клапан k_2 поднимается и пропускает жидкость в нагнетательный трубопровод, а левый всасывающий клапан k_1 прижимается к своему седлу. Количество жидкости, которое должно попасть в нагнетательный трубопровод при ходе поршня влево, определяется произведением Fs.

При ходе поршня вправо из правой части цилиндра вытесняется количество жидкости (с учетом объема, занимаемого штоком) $(F-f)s$, где f — площадь поперечного сечения штока.

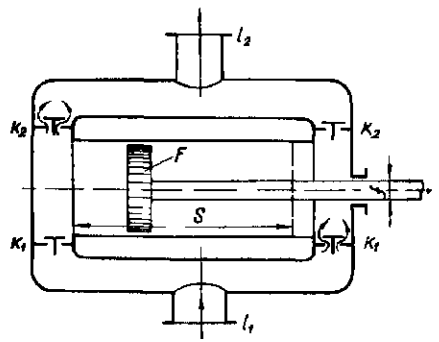


Рис. 135. Схема поршиевого иасоса двойного действия с дисковым поршнем

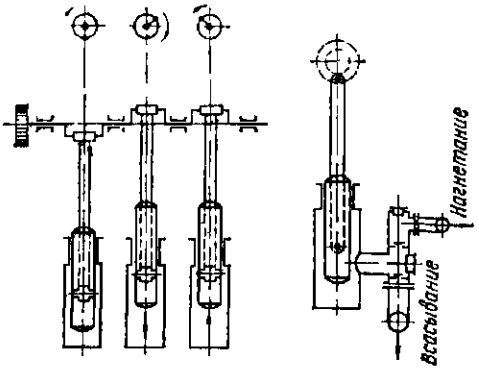


Рис 136 Схема плунжериого насоса тройного действия.

Следовательно, за полный оборот кривошипного вала, т. е. за один ход поршня влево (а затем вправо) теоретически иасос подает колнчество жидкости, равное

$$Fs + (F - f)s = (2F - f)s.$$

Так как частота вращения приводного кривошипного вала равна n, мин$^{-1}$, то в одну секунду подача жидкости составит

$$Q_0 = \frac{(2F - f)}{60} sn.$$

С учетом объемных потерь действительное количество жидкости, подаваемое насосом в нагнетательный трубопровод в единицу времени, составит

$$Q = Q_0 \eta_0 = \frac{(2F - f)}{60} sn\eta_0. \qquad (15.2)$$

Подача насоса тройного действия определится следующим образом. Насос тройного действия (рис. 136) представляет собой строенный насос одинарного действия, причем, кривошипы каждого из трех цилиндров заклиниваются под углом 120° друг к другу. Такое расположение кривошипов обеспечивает непрерывную подачу жидкости в нагнетательный трубопровод, так как в любой момент времени в одном из цилиндров насоса происходит всасывание жидкости, а в другом нагнетание.

Очевидно, подача насоса тройного действия в три раза больше насоса одинарного действия независимо от того, плунжерный насос или с дисковым поршнем:

$$Q = \frac{3Fsn}{60} \eta_0. \qquad (15.3)$$

Подача насоса четверного действия определяется как удвоенная величина подачи насоса двойного действия:

$$Q = \frac{2(2F - f)}{60} sn\eta_0 = \frac{(2F - f)}{30} sn\eta_0. \qquad (15.4)$$

Конструктивно насос четверного действия представляет собой сдвоенный насос двойного действия. Оба цилиндра сдвоенного насоса устанавливаются на одной фундаментной плите. Они имеют общие всасывающий и нагнетательный трубопроводы и единый привод. Кривошипы привода заклинены под углом 90° друг к другу.

В пищевой промышленности такие насосы называются групповыми и выполняются в виде плунжерных (рис. 137). Объемный КПД таких насосов выше, чем насосов с дисковыми поршнями.

Как известно, насосы двойного действия подают жидкость в нагнетательный трубопровод более равномерно, чем насос одинарного действия. Но конструктивно насос двойного действия более сложен по сравнению с насосом одинарного действия, так как насос двойного действия имеет четыре клапана.

Для получения равномерности подачи жидкости, соответствующей насосу двойного действия, можно применить дифференциальный насос, имеющий только два клапана (рис. 138).

В этом случае при движении плунжера вправо левая полость

цилиндра заполняется жидкостью в соответствии с объемом, освобождаемым плунжером и равным Fs. В то же время из правой полости цилиндра вытесняется объем жидкости $(F—f)s$, так как перемещающийся вправо шток с площадью сечения f заменяется плунжером, площадь сечения которого F. Вытесняющаяся из правой полости H цилиндра жидкость направляется в нагнетательный трубопровод II через вспомогательную трубу I.

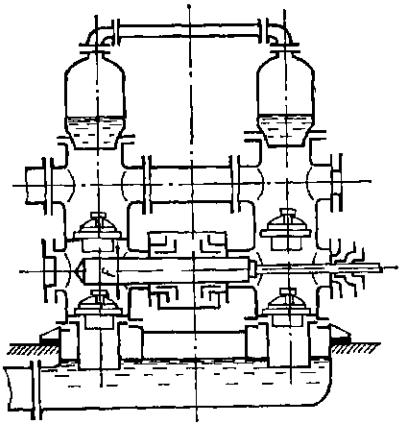


Рис. 137. Схема плунжерного насоса двойного действия.

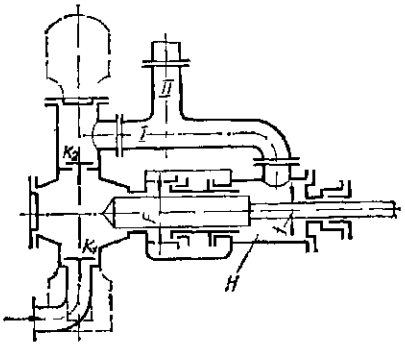


Рис. 138. Схема плунжерного дифференциального насоса.

При последующем движении плунжера влево последний вытесняет через нагнетательный клапан k_2 жидкость в объеме Fs в нагнетательный трубопровод II через вспомогательную трубу I. В это же время в правой части H цилиндра плунжер заменяется штоком и потому часть жидкости в объеме $(F—f)s$ из вспомогательной трубы I войдет в правую часть цилиндра насоса. Вследствие этого в нагнетательный трубопровод II при ходе плунжера влево фактически попадает количество жидкости, равное $Fs—(F—f)s$.

Таким образом, за полный оборот кривошипного вала, т. е. в течение цикла перемещения плунжера насоса вправо и влево в нагнетательный трубопровод подается следующее количество жидкости:

$$(F-f)s+Fs-(F-f)s=Fs.$$

Оно равно соответствующей подаче насоса одинарного действия. Преимущество дифференциального насоса состоит в том, что подача осуществляется более равномерно — двумя порциями. Естественно, что наиболее равномерной была бы подача, если бы обе подаваемые порции были одинаковыми. Отсюда возникает необходимость соблюдения следующего условия:

$$(F-f)s=Fs-(F-f)s,$$

при котором обеспечивается равенство объемов, подаваемых насосом при ходе плунжера вправо и влево.

Следовательно, наиболее равномерной подача дифференциального насоса будет при условии $Fs=2fs$ или $F=2f$.

Поэтому необходимо, чтобы $\frac{\pi D^2}{4} = \frac{2\pi d^2}{4}$

или

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}} = 0{,}71D,$$

где D — диаметр плунжера;

d — диаметр штока.

Из приведенного описания работы дифференциального насоса видно, что на всасывании он работает как насос одинарного действия, а на нагнетании — как насос двойного действия.

На основании формул (15.1)—(15.4) получим выражение подачи поршневых насосов вида

$$Q = \frac{Fsn}{60} i \psi \eta_0, \qquad (15.5)$$

где i — кратность действия насоса;

ψ — коэффициент, учитывающий площадь штока.

Для насоса нечетной кратности $\psi = 1$, четной — $\psi = \frac{2F -}{2F}$

ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ НАСОСА С КРИВОШИПНЫМ ПРИВОДОМ

Поршень насоса, жестко посаженный на шток, приводится в поступательное движение с помощью кривошипно-шатунного механизма (рис. 139). Кривошип радиуса r вращается приводным

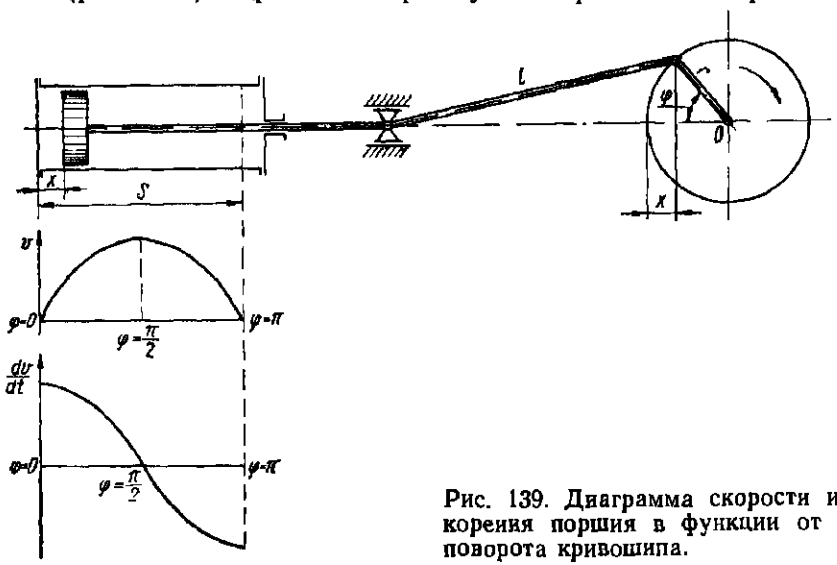


Рис. 139. Диаграмма скорости и ускорения поршня в функции от угла поворота кривошипа.

валом вокруг оси O. При этом движение поршня является неравномерным. Из теории механизмов известно, что при шатуне бесконечно большой длины ($l=\infty$) путь x, пройденный поршнем за время t, равен проекции дуги, описанной за то же время радиусом кривошипа, на горизонтальную ось. Практически шатун можно считать бесконечно большим при $l/r>5$.

Если x путь, пройденный поршнем за время t, то скорость движения поршня определится величиной $v=\frac{dx}{dt}$. Проекция дуги, описанная радиусом кривошипа при его повороте на угол φ, равна пути x, пройденному поршнем от его левого крайнего положения за время t.

Так как $x=r-r\cos\varphi$, то

$$v=\frac{dx}{dt}=r\sin\varphi\frac{d\varphi}{dt}.$$

Учитывая, что $\frac{d\varphi}{dt}=\omega$ — угловая скорость кривошипа, находим

$$v=\omega r\sin\varphi. \qquad (15.6)$$

Отсюда видно, что скорость движения поршня зависит от угла φ поворота кривошипа, который непрерывно меняется, а поэтому и скорость движения поршня переменна во времени.

При работе поршневого насоса жидкость входит в цилиндр и, подвергаясь воздействию поршня, следует за ним и копирует его движение. Поэтому скорость перекачиваемой жидкости также является переменной $v=f(t)$ и, следовательно, перекачка жидкости поршневым насосом происходит в условиях неустановившегося движения.

Изменение скорости поршня при его перемещении в цилиндре насоса происходит по синусоидальному закону; причем максимальная скорость v_{max} поршня будет в середине его хода при $\varphi=\frac{\pi}{2}$, а в крайних положениях поршня скорость $v_{min}=0$.

Ускорение поршня определится как производная скорости по времени

$$\frac{dv}{dt}=\omega r\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}=\omega^2 r\cos\varphi. \qquad (15.7)$$

Следовательно, изменение ускорения поршня при его движении в цилиндре графически может быть представлено в виде косинусоиды. В последующем необходимо будет выражать скорость v и ускорение $\frac{dv}{dt}$ в функции пути, пройденного поршнем.

Воспользовавшись равенством $x=r-r\cos\varphi$, находим

$$\cos\varphi=\frac{r-x}{r}=1-\frac{x}{r};\quad \sin\varphi=\sqrt{1-\cos^2\varphi}=$$

$$=\sqrt{1-\left(1-\frac{x}{r}\right)^2}=\sqrt{\frac{2x}{r}-\frac{x^2}{r^2}}.$$

Подставив значения $\sin\varphi$ и $\cos\varphi$ в зависимости (15.6) и (15.7), получим

$$v = \omega r \sqrt{\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}}; \qquad (15.8)$$

$$\frac{dv}{dt} = \omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right). \qquad (15.9)$$

Из рис. 139 и формулы (15.7) видно, что максимальные значения ускорения поршня будут в его крайних положениях. Ускорение поршня равно нулю в его среднем положении при $\varphi = \frac{\pi}{2}$, когда поршень обладает максимальной скоростью.

СТЕПЕНЬ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАБОТЫ ПОРШНЕВОГО НАСОСА. ГРАФИК ПОДАЧИ

Элементарный расход или подача поршневого насоса за время dt может быть выражена зависимостью

$$dQ = Fds,$$

где $ds = vdt$ — путь, пройденный поршнем за время dt.

Очевидно, что $ds = vdt = r\sin\varphi d\varphi$, так как $v = r\sin\varphi\frac{d\varphi}{dt}$.

Следовательно,

$$dQ = Fr\sin\varphi\, d\varphi, \qquad (15.10)$$

т. е. подача поршневого насоса так же как и скорость поршня является функцией синуса угла поворота кривошипа.

Таким образом, подача жидкости поршневым насосом является неравномерной. Практически важно знать степень неравномерности подачи насосами различной кратности, т. е. уметь определять отношение максимальной подачи (Q_{max}) поршневого насоса к средней подаче ($Q_{ср}$), которую насос создавал бы при равномерной работе.

Для определения степени неравномерности подачи $Q_{max}/Q_{ср}$ поршневыми насосами обычно используется графический метод.

Определим отношение $Q_{max}/Q_{ср}$ для насоса одинарного действия.

Построим полуокружность радиуса ρ (рис. 140, *а*) так, чтобы в определенном масштабе он был численно равен произведению площади F на радиус кривошипа r; $\rho = Fr$. Разделим построенную полуокружность на несколько равных частей, допустим на 6 частей, точками *1, 2, 3, 4, 5*. Справа на продолжении диаметра окружности отложим в каком-либо масштабе углы φ, от $\varphi = 0$ до $\varphi = 2\pi$. Отрезок, изображающий углы φ от $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi$, разделим как и полуокружность на 6 равных частей.

Проведем через отмеченные точки полуокружности горизонтали, а через соответственные точки отрезка с обозначенными

углами φ — вертикали. Пересечение соответствеиных горизонталей и вертикалей дает точки $1'$, $2'$, $3'$, $4'$ и $5'$, принадлежащие синусоиде.

Воспользуемся этим для определения площади между осью абсцисс и кривой синусоиды. Как видно из графика (рис. 140, *а*), высота бесконечно малого прямоугольника с основанием $d\varphi$

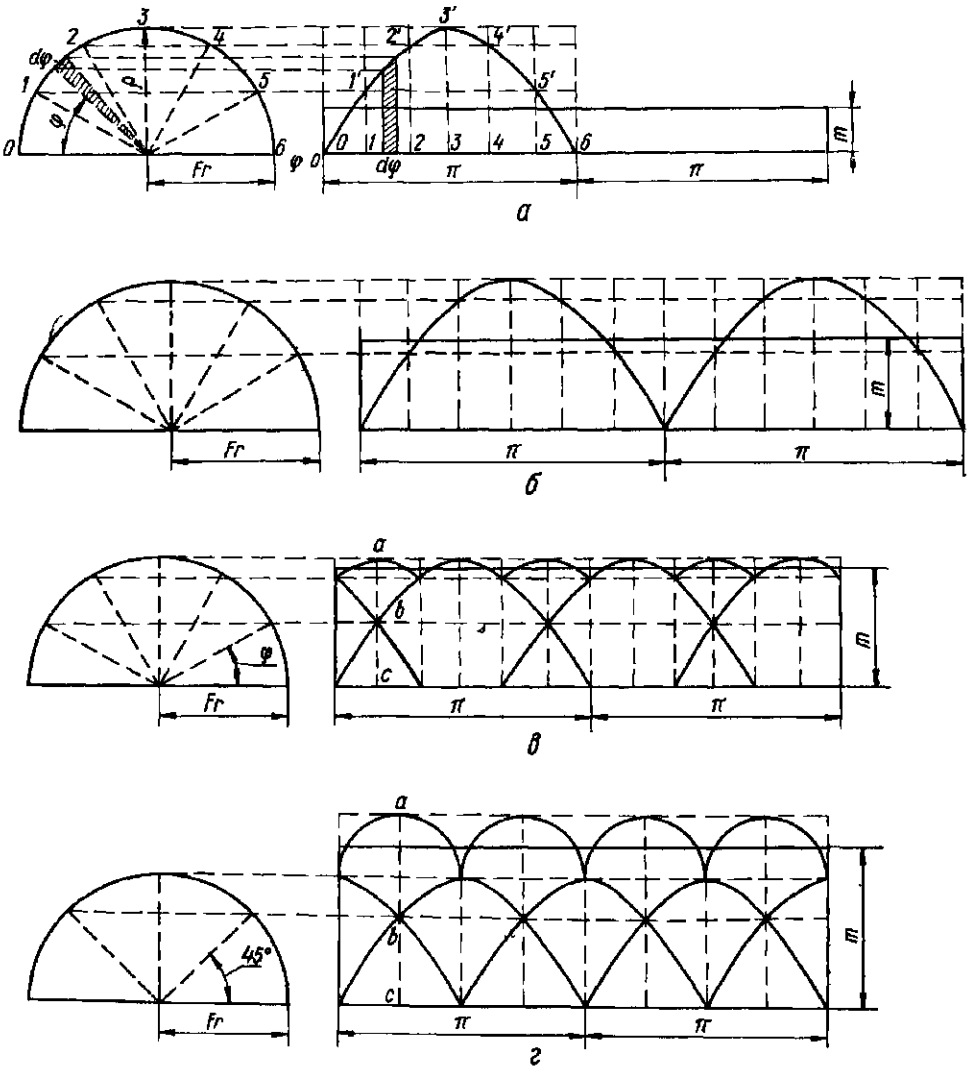


Рис. 140. Диаграмма подачи поршневых насосов одинарного (*а*), двойного (*б*), тройного (*в*) и четверного (*г*) действия

равна $\rho \sin \varphi$ или, что то же, $Fr \sin \varphi$. Площадь этого элементарного прямоугольника определится произведением $Fr \sin \varphi d\varphi$, т. е. такой же величиной, как и элементариая подача поршневого насоса по зависимости (15.10).

Очевидно, площадь под кривой синусоиды в пределах $\varphi=0$ до $\varphi=\pi$ определится интегралом

$$\int_0^{\pi} Fr \sin\varphi \, d\varphi = Fr\,[-\cos\varphi]_0^{\pi} = Fr\,[1+1] = 2Fr = Fs.$$

Следовательно, площадь синусоиды графически определяет собой подачу насоса одинарного действия.

Из сказанного можно сделать вывод, что максимальная подача жидкости насосом одинарного действия будет происходить при $\varphi=\frac{\pi}{2}$ и определяться максимальной ординатой $Q_{max}=\rho=Fr$. Чтобы определить среднюю (условную) подачу, применим следующий метод.

Построим на отрезке, условно изображающем развернутую окружность от $\varphi=0$ до $\varphi=2\pi$, прямоугольник равновеликий площади синусоиды. Так как площадь синусоиды равна подаче насоса одинарного действия за полный оборот кривошипного вала, то высота m равновеликого прямоугольника будет определять среднюю подачу $Q_{ср}$, т. е. $Q_{max}/Q_{ср}=\frac{Fr}{m}$. Величина m определится из условия $2\pi m=Fs=2Fr$, откуда $m=\frac{Fr}{\pi}$. Следовательно, степень неравномерности подачи насоса одинарного действия

$$\frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = \frac{Fr}{Fr}\cdot\pi = 3{,}14. \qquad (15.11)$$

На рис. 140, *б* показан аналогично построенный график подачи насоса двойного действия без учета влияния площади штока. На нем изображены две синусоиды, так как подача жидкости насосом двойного действия происходит на протяжении всего оборота кривошипного вала, т. е. при ходе поршня вперед и назад. Однако и в этом случае максимальная подача Q_{max} определяется максимальной ординатой синусоиды, равной $\rho=Fr$.

Для определения средней (условной) подачи насоса $Q_{ср}$ двойного действия строим прямоугольник, равновеликий площади двух синусоид. В этом случае $2\pi m=2Fs=4Fr$, а высота прямоугольника $m=\frac{2Fr}{\pi}$.

Степень неравномерности подачи насоса двойного действия определится отношением

$$\frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = \frac{Fr\,\pi}{2Fr} = \frac{\pi}{2} = 1{,}57. \qquad (15.12)$$

Аналогично можно показать, что степень неравномерности для насосов тройного действия (рис. 140, *в*):

$$\frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = 1{,}047, \qquad (15.13)$$

а для насосов четвертого действия (рис. 140, *г*):

$$\frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = 1{,}11. \qquad (15.14)$$

Из приведенного следует, что наиболее равномерно подает жидкость насос тройного действия, для которого $\frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = 1{,}047$. Наименее равномерно работает насос одинарного действия, для которого $\frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = 3{,}14$. Поэтому всегда следует предпочесть насос тройного действия работе трех насосов одинарного действия с цилиндрами такого же размера.

ДАВЛЕНИЕ В ЦИЛИНДРЕ НАСОСА В ПЕРИОД ВСАСЫВАНИЯ

Неравномерное движение поршня, приводимого кривошипно-шатунным механизмом, является причиной неустановившегося движения перекачиваемой жидкости. Это относится не только к жидкости в цилиндре насоса, на которую непосредственно воздействует поршень, но вследствие непрерывности потока распространяется и на ту жидкость, которая находится в трубопроводах, примыкающих к цилиндру насоса. Следовательно, во всасывающем и нагнетательном трубопроводах насоса жидкость подчиняется законам движения поршня.

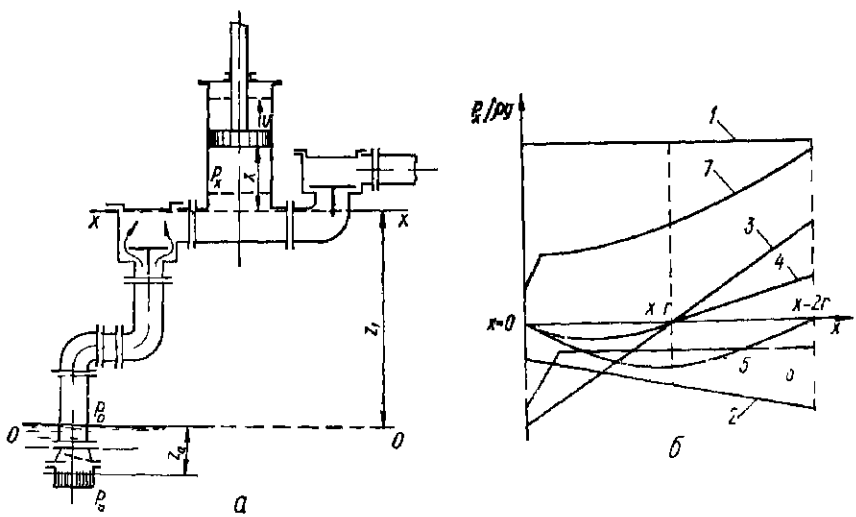


Рис 141 Схема всасывающей части насосной установки (*а*) и диаграмма давления в цилиндре насоса в период всасывания (*б*).

Рассмотрим соответствующие зависимости, относящиеся к всасывающему трубопроводу (рис. 141, *а*), обозначив диаметр трубопровода через d_1, а его длину — l_1.

Обычно площадь сечения трубопровода f не равна площади сечения цилиндра F ($F > f$). Поэтому скорость жидкости v_x во

всасывающем трубопроводе определяется из закона неразрывности потока $fv_x = Fv$, как $v_x = \frac{F}{f} v$.

Аналогично определяется и ускорение жидкости в трубопроводе

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{F}{f} \cdot \frac{dv}{dt} . \qquad (15.15)$$

Так как перекачка жидкости поршиевым насосом происходит в условиях неустановившегося движения, то давление в цилиндре насоса, в том числе в период всасывания, является функцией времени $p_x = f(t)$. Практически очень важио знать закои измеиения давления в цилиндре насоса в разных положениях поршня.

Следует иметь в виду, что жидкость будет всасываться иасосом только в том случае, если внешнее давление на нее p_0 окажется больше давления p_x в цилиидре насоса. Если всасываиие осуществляется из открытого резервуара, то во всасывающей полости цилиндра иасоса должен быть вакуум. Иначе жидкость в насос ие пойдет.

Разность напоров $\frac{p_0 - p_x}{\rho g}$ может рассматриваться как удельная энергия, затрачиваемая на всасывание жидкости в иасос. Эта зиергия затрачивается на подъем жидкостн и преодоление различных сопротивлений в процессе всасывания. Так, она частично затрачивается на подъем всасываемой жидкости на высоту z_1 от ее поверхиости в резервуаре (0—0) до начальной плоскости (X—X) цилиндра.

В вертикальном насосе к высоте z_1 добавляется еще высота x, соответствующая пути, пройденному поршнем от начальной плоскости X—X. Следовательно, общий подъем жидкости при всасывании составляет $z_1 + x$.

Чтобы жидкость двигалась в цилиндре насоса со скоростью v, необходимо сообщить ей эиергию, соответствующую скоростному напору $\frac{v^2}{2g}$.

Часть энергии затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений h'_w во всасывающем трубопроводе.

Для того чтобы обеспечить процесс всасывания, необходимо затратить часть энергии на преодоление ииерции жидкости, находящейся в трубопроводе h'_l и в цилиидре иасоса h''_l, а также на преодоление гидравлического сопротивления и ииерции всасывающего клапана k.

Таким образом, уравнение баланса энергии можно представить в следующем виде:

$$\frac{p_0 - p_x}{\rho g} = z_1 + x + \frac{v^2}{2g} + h'_w + h'_l + h''_l + k. \qquad (15.16)$$

Перед тем, как выразить эту зависимость в функции от пути x, пройденного поршнем, рассмотрим некоторые составляющие, входящие в уравнение (15.16).

Сумму $\frac{v^2}{2g} + h'_w$ можно найти из равенства

$$h'_w + \frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{F^2}{f^2}\left(\sum \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1}\right) = \frac{v^2}{2g}(1 + W_x), \tag{15.17}$$

откуда приведенный коэффициент гидравлических сопротивлений на всасывании:

$$W_x = \frac{F^2}{f^2}\left(\sum \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1}\right).$$

С учетом формулы (15.8) выражение (15.17) можно переписать в виде

$$\frac{v^2}{2g}(1 + W_x) = \frac{\omega^2 r^2}{2g}(1 + W_x)\left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right). \tag{15.18}$$

Потерю напора на преодоление сил инерции жидкости во всасывающем трубопроводе h'_l можно представить следующим образом. Как известно, сила инерции $J_x = M\frac{dv_x}{dt}$, где $M = \rho f l_1$, а

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{F dv}{f dt} = \frac{F}{f}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right),$$

следовательно,

$$J_x = \rho f l_1 \frac{F}{f}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right).$$

Чтобы определить потерю напора на преодоление сил инерции жидкости, находящейся во всасывающем трубопроводе, необходимо силу инерции J_x отнести к единице сечения трубопровода f и затем разделить ее на произведение ρg. Следовательно, $h'_l = \frac{J_x}{f\rho g}$ в результате чего получаем

$$h'_l = l_1 \frac{F}{f} \cdot \frac{\omega^2 r}{g}\left(1 - \frac{x}{r}\right).$$

Полагая $l_1 \frac{F}{f} = L_x$, найдем

$$h'_l = \frac{L_x}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right), \tag{15.19}$$

где L_x — приведенная длина всасывающего трубопровода.

Потеря напора на преодоление сил инерции жидкости, находящейся в цилиндре насоса, может быть определена аналогично.

В этом случае вместо приведенной длины трубопровода L_x в формулу (15.19) следует подставить путь x, пройденный поршнем от его крайнего начального положения. Тогда

$$h_l' = \frac{x}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right). \qquad (15.20)$$

В окончательном виде напор $\frac{p_x}{\rho g}$ в цилиндре поршневого насоса в период всасывания может быть выражен на основании зависимостей (15.16)—(15.20) в форме

$$\frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left[(z_1 + x) + \frac{L_1}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{x}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right) + \frac{\omega^2 r^2}{2g}(1 + W_x)\left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right) + k\right]. \qquad (15.21)$$

Эта зависимость показывает, что напор в цилиндре поршневого насоса на стороне всасывания $\frac{p_x}{\rho g}$ представляет собой разность между начальным напором, которым жидкость обладала на поверхности резервуара $\frac{p_0}{\rho g}$, и напором, затраченным на подъем жидкости и преодоление сопротивлений в процессе всасывания.

Чтобы наглядно представить себе характер изменения давления в цилиндре поршневого насоса в процессе всасывания, выразим зависимость (15.21) графически. С этой целью представим величины, входящие в уравнение (15.21), в координатах $\frac{p_x}{\rho g}$, x. На оси ординат будем откладывать значения напора $\frac{p_x}{\rho g}$ а по оси абсцисс — значения пути x, проходимого поршнем (рис. 141, *б*).

Первый член уравнения (15.21) представляет собой напор $\frac{p_0}{\rho g}$ на поверхности жидкости в резервуаре, из которого происходит всасывание. Давление p_0 на поверхности жидкости постоянно и не зависит от положения поршня в цилиндре насоса. Следовательно, этот член уравнения на графике будет изображаться в виде прямой линии *1*, проведенной параллельно оси абсцисс на расстоянии $\frac{p_0}{\rho g}$ от начала координат.

Второй член уравнения $(z_1 + x)$ представляет собой геометрическую высоту подъема частиц от поверхности жидкости в резервуаре до нижней поверхности поршня в цилиндре насоса. Этот член на графике будет изображаться наклонной прямой *2* в соответствии с увеличением пути x, проходимого поршнем.

Вследствие того, что в формуле (15.21) перед квадратной скобкой стоит знак минус, прямая (z_1+x) проводится ниже оси абсцисс.

Третий член уравнения $\frac{L_x}{g}\omega^2 r\left(1-\frac{x}{r}\right)$ представляет собой напор, необходимый для преодоления инерции жидкости во всасывающем трубопроводе. Графически он представляет собой прямую линию *3*, пересекающую ось абсцисс на половине хода поршня при $x=r$.

Четвертый член уравнения $\frac{x}{g}\omega^2 r\left(1-\frac{x}{r}\right)$ представляет собой напор, необходимый для преодоления инерции жидкости, находящейся в цилиндре насоса. Графически он изображается в виде параболической кривой *4*, пересекающей ось абсцисс при $x=0$ и $x=r$.

Пятый член уравнения $-\frac{\omega^2 r^2}{2g}\cdot(1+W_x)\left(\frac{2x}{r}-\frac{x^2}{r^2}\right)$ представляет собой напор, затрачиваемый на преодоление всех гидравлических сопротивлений на всасывающей линии трубопровода. Графически он изображается параболой *5*, пересекающей ось абсцисс при $x=0$ и $x=2r$. При $x=r$ вершина параболы обращена вниз, так как перед аналитическим выражением кривой стоит знак минус.

Шестой член уравнения $-k$ представляет собой напор, затрачиваемый на преодоление инерции и гидравлического сопротивления всасывающего клапана. Графически он изображается ломаной линией *6*, которая проводится ниже оси абсцисс. Особенность этой кривой заключается в том, что при $x=0$, т. е. в начальном крайнем положении поршня, она должна выражать наибольшую потерю напора вследствие необходимости преодолеть инерцию клапана, закрывающего отверстие гнезда.

При постепенном поднятии клапана его инерция уменьшается, а гидравлическое сопротивление стабилизируется. Поэтому кривая *6* в начале хода поршня делает характерный излом, а затем проходит почти параллельно оси абсцисс, ниже ее.

Суммируя графически все шесть членов правой части уравнения (15.21), получаем кривую *7*, наглядно представляющую изменение давления $p_ц$ в цилиндре поршневого насоса при движении поршня в период всасывания от $x=0$ до $x=2r$.

Как видно из графика (рис. 141, *б*), наименьшее давление в цилиндре насоса на всасывании (кривая 7) наблюдается в начале хода поршня при $x=0$, когда необходимо преодолеть инерцию жидкости в трубопроводе и инерцию клапана.

В тех случаях, когда напор $\frac{p_0}{\rho g}$, соответствующий внешнему давлению p_0, недостаточен для преодоления инерции жидкости

во всасывающем трубопроводе и для поднятия клапана, величина $\frac{p_x}{\rho g}$ может оказаться отрицательной. Это свидетельствует об отрыве жидкости от поршня. В дальнейшем, с увеличением скорости поршня и уменьшением его ускорения жидкость может войти в цилиндр, а затем, при возвратном движении поршня, столкнуться с ним. Такое столкновение приводит к ударам, а иногда и к поломке насоса. Чтобы выработать меры предотвращения столь нежелательного явления, проанализируем уравнение (15.21) для положения поршня $x=0$.

В начале хода поршня при $x=0$, уравнение (15.21) имеет вид

$$\frac{p_x}{\rho g} = \frac{p_0}{\rho g} - \left[z_1 + \frac{L_x}{g} \omega^2 r + k \right]. \qquad (15.22)$$

Из полученного уравнения следует условие, которое необходимо выполнить для того, чтобы предотвратить отрыв жидкости от поршня,

$$\frac{p_x}{\rho g} > 0$$

или

$$\frac{p_0}{\rho g} > z_1 + \frac{L_x}{g} \omega^2 r + k. \qquad (15.23)$$

Таким образом, для предотвращения отрыва жидкости от поршня при всасывании и связанных с этим вредных последствий необходимо обеспечить выполнение условия (15.23) за счет уменьшения высоты всасывания z_1, частоты вращения n кривошипного вала или угловой скорости ω, радиуса r кривошипа (если это возможно), уменьшения длины горизонтальных участков всасывающего трубопровода и увеличения его диаметра для уменьшения приведенной длины L_x трубопровода, а также уменьшения массы клапана k и устаиовки воздушного колпака для преобразования неустаиовившегося движения жидкости в установившееся.

ДАВЛЕНИЕ В ЦИЛИНДРЕ НАСОСА В ПЕРИОД НАГНЕТАНИЯ

Давление в цилиидре насоса в период нагнетания p_y и его зависимость от различных факторов могут быть определеиы аналогично тому, как это было сделано при анализе давления в цилиндре насоса в период всасывания. Введем следующие обозначеиия:

$\frac{p_н}{\rho g}$ — напор жидкости при выходе из нагнетательного трубопровода;

$v_н$ — скорость жидкости в нагнетательном трубопроводе;
d_2 — диаметр нагнетательного трубопровода;
l_2 — длина трубопровода;
$L_у$ — приведенная длина нагнетательного трубопровода.

Напор, создаваемый насосом в период нагнетания (рис. 142, *а*), затрачивается:

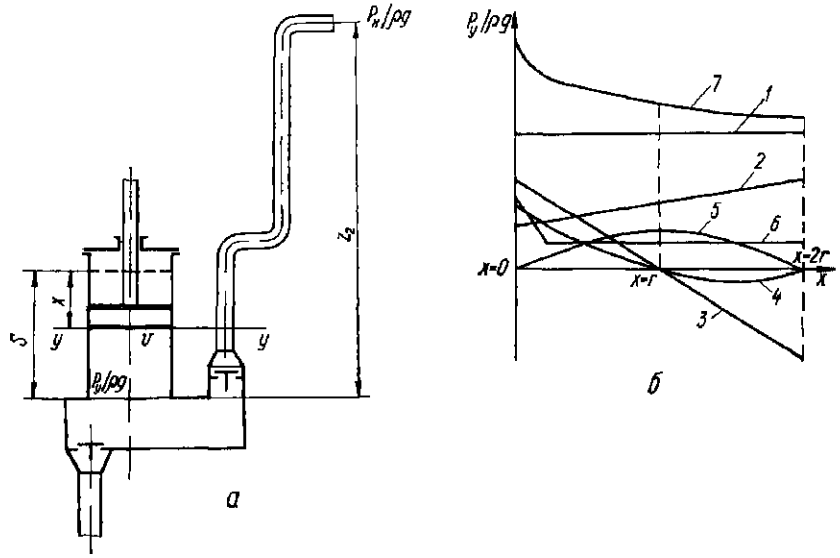


Рис. 142. Схема нагнетательной части насосной установки (*а*) и диаграмма давления в цилиндре в период нагнетания (*б*).

а) на подъем жидкости на высоту $z_2 - s + x$;

б) на преодоление инерции жидкости в нагнетательном трубопроводе

$$h_l' = \frac{L_у}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right);$$

в) на преодоление инерции жидкости в нагнетательной полости цилиндра насоса

$$h_l'' = \frac{s-x}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right);$$

г) на преодоление всех гидравлических сопротивлений на линии нагнетания

$$h_w'' = \frac{\omega^2 r^2}{2g}\left(W_у + \frac{F^2}{f^2} - 1\right)\left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r}\right),$$

за исключением сопротивления нагнетательного клапана, но с учетом изменения скорости жидкости, в цилиндре насоса v до ее значения в трубопроводе $v_н$;

д) на преодоление инерции и гидравлического сопротивления нагнетательного клапана k.

На основании приведенных рассуждений запишем аналитическую зависимость напора жидкости в цилиндре насоса в период нагнетания в функции от пути, пройденного поршнем от его верхнего крайнего положения:

$$\frac{p_y}{\rho g} = \frac{p_н}{\rho g} + z_2 - s + x + \frac{L_y}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right) + \frac{s-x}{g}\omega^2 r \times$$

$$\times\left(1 - \frac{x}{r}\right) + \frac{\omega^2 r^2}{2g}\left(W_y + \frac{F^2}{f^2} - 1\right)\left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right) + k. \quad (15.24)$$

Чтобы изучить характер изменения напора в цилиндре поршневого насоса $\frac{p_y}{\rho g}$ в процессе нагнетания, представим зависимость (15.24) в виде графика (рис. 142, *б*).

Первый член правой части уравнения (15.24) $\frac{p_н}{\rho g}$ — напор жидкости на выходе из нагнетательного трубопровода не зависит от положения x поршня и графически изображается прямой *1*, параллельной оси абсцисс и проведенной на расстоянии $\frac{p_н}{\rho g}$ от нее. Расстояние $p_н/\rho g > 0$ соответствует принятому масштабу.

Второй член рассматриваемого уравнения выражает подъем жидкости на геометрическую высоту $z_2 - s + x$ и графически изображается прямой *2*.

Третий член правой части уравнения выражает собой затрату напора на преодоление сил инерции в нагнетательном трубопроводе, т. е. $\frac{L_y}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right)$. Графически он изображается наклонной прямой *3*.

Четвертый член уравнения $\frac{s-x}{g}\omega^2 r\left(1 - \frac{x}{r}\right)$ выражает потери напора на преодоление инерции жидкости, находящейся в нагнетательной полости цилиндра насоса. Графически этот член уравнения изображается в виде параболической кривой *4*, которая пересекает ось абсцисс при $x = r$ и $x = 2r$. При $x = 0$ кривая отсекает на ординате в принятом масштабе отрезок $\frac{s}{g}\omega^2 r$.

Пятый член правой части уравнения $\frac{\omega^2 r^2}{2g}\left(W_y + \frac{F^2}{f^2} - 1\right) \times$

$\times\left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right)$ выражает собой суммарные потери на гидравлические сопротивления по всей нагнетательной линии, за исключением сопротивления нагнетательного клапана. Графически

этот члеи уравнения представляет собой симметричную параболу *5*

И, наконец, шестой член уравнения k выражает собой напор, необходимый для поднятия клапана и преодоление его гидравлического сопротивления в поднятом виде. Графически этот член уравнения изображается в виде ломаной линии *6*.

Суммируя графически все шесть членов правой части уравнения (15.24), получаем суммарную кривую 7, представляющую изменение напора $\frac{p_y}{\rho g}$ в цилиндре поршневого насоса при движении поршня в период нагнетания (от $x=0$ до $x=2r$).

Как видно из графика, наибольшее давление в цилиндре насоса в период нагнетания наблюдается в начале хода поршня при $x=0$. Чрезмерное давление при этом нежелательно, так как ведет к необходимости увеличения прочности деталей насоса при их расчете.

Максимальное давление в начале нагнетательного хода поршня объясняется тем, что в этот момент поршню приходится преодолевать наибольшие сопротивления, связанные с перечисленными выше факторами.

Из анализа уравнения (15.24) следует, что только пятый член уравнения, выражающий гидравлические сопротивлеиия на нагнетательной линии насоса, в этот момент равен нулю, а все остальные члены — больше нуля. Затем, при движении поршня значение ряда слагаемых правой части уравнения умеиьшается и становится отрицательиым. Особенно это относится к третьему члену уравнеиия, выражающему ииерцию жидкости в иагнетательном трубопроводе $\frac{L_y}{g}\omega^2 p\left(1-\frac{x}{r}\right)$. При достижении поршнем среднего положения его ускорение стаиовится отрицательиым вследствие замедления, а инерция жидкости положительна. Вследствие этого жидкость стремится оторваться от поршня, давление под поршнем p_y снижается и в конце хода при $x=2r$ становится минимальным.

Если давление p_y жидкости окажется отрицательной величиной, то это будет свидетельствовать об отрыве жидкости от поверхности поршня, что может привести к возникновению ударов в иасосе, нарушеиию плавности работы клапанов и другим нежелательным явлениям.

Для выяснения условий, при которых указанные явления не возникают, рассмотрим уравнение (15.24) для момента $x=2r$, когда давление под поршнем достигает минимального значения. Подстановка значения $x=2r$ в уравнение (15.24) приводит к выражению

$$\frac{p_y}{\rho g}=\frac{p_н}{\rho g}+z_2-\frac{L_y}{g}\omega^2 r+k. \qquad (15.25)$$

Для того чтобы предотвратить отрыв жидкости от поршня, необходимо выполнить условие

$$\frac{p_y}{\rho g} > 0 \quad \text{или} \quad \frac{p_н}{\rho g} + z_2 + k > \frac{L_y}{g} \omega^2 r. \qquad (15.26)$$

Отсюда следует, что решение задачи сводится к увеличению напора, $p_н/\rho g$ или геометрической высоты нагнетания z_2, либо уменьшению инерции жидкости $\frac{L_y}{g} \omega^2 r$. Так как приведенная длина L_y нагнетательной линии трубопровода чаще всего бывает большой, то целесообразно, по возможности, уменьшать длину горизонтальных участков трубопровода, увеличивать диаметр трубопровода, уменьшать частоту вращения n и, если конструкция насоса позволяет, уменьшать радиус кривошипа r.

Наиболее действенной мерой нормализации работы насоса на нагнетании является преобразование неустановившегося движения жидкости в установившееся с помощью воздушного колпака, устанавливаемого на нагнетательной линии.

ВЫСОТА УСТАНОВКИ ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Высотой установки насоса, или высотой всасывания, называют (см. рис. 141, *а*) расстояние z_1 по вертикали от поверхности жидкости в резервуаре, из которого происходит всасывание, до цилиндра насоса.

Эта величина входит в уравнение (15.21) для определения давления жидкости в цилиндре насоса в период всасывания. Если сосуд, из которого происходит всасывание, открыт, то вакуум, создаваемый насосом, $p_{ат} - p_x$ должен быть достаточным для преодоления высоты всасывания и всех остальных сопротивлений. Чаще всего высота всасывания имеет наиболее существенное значение по сравнению с остальными сопротивлениями на всасывающей линии насоса.

Очевидно, что вакуум, создаваемый насосом при $p_x = 0$ не может быть более физической атмосферы, соответствующей напору водяного столба $\frac{p_{ат}}{\rho g} = 10{,}33$ м. Поэтому максимальная теоретически возможная высота всасывания из открытого в атмосферу резервуара (на уровне моря), будет равна 10,33 м.

Если напор $\frac{p_x}{\rho g}$ в цилиндре насоса в период всасывания становится меньше нуля, то это свидетельствует об отрыве жидкости от поршня, что по своим последствиям недопустимо. Математически получить отрицательную величину $\frac{p_x}{\rho g}$ наиболее вероятно в начале входа всасывания $x = 0$.

Поэтому, чтобы предотвратить отрыв жидкости от поршня, высоту всасывания насоса z_1 следует определять из критических условий работы насоса, т. е. из условия (15.23).

Но отрыв жидкости от поршня возможен даже ранее, чем $\frac{p_x}{\rho g}$ станет меньше нуля, если давление в цилиндре насоса окажется меньше давления паров жидкости $\rho g h_t$ при температуре перекачиваиия. В случае, если $\frac{p_x}{\rho g} < h_t$, происходит интенсивное выделение паров жидкости, ее вскипание. При этом между поршнем и жидкостью образуется пространство, занятое паром.

Чтобы этого не случилось, необходимо выполнить условие $\frac{p_x}{\rho g} > h_t$ или, в крайнем случае, $\frac{p_x}{\rho g} = h_t$.

С учетом изложенного, уравнение (15.22) может быть представлено в виде

$$h_t = \frac{p_0}{\rho g} - \left[z_1 + \frac{L_x}{g} \omega^2 r + k \right], \qquad (15.27)$$

откуда

$$z_1 \leqslant \frac{p_0}{\rho g} - \frac{L_x}{g} \omega^2 r - h_t - k. \qquad (15.28)$$

Если при подстановке в правую часть уравнеиия (15.28) действительных значений величин его составляющих окажется, что $z_1 < 0$, то в таком случае иасос должеи быть установлеи ниже поверхности жидкости в резервуаре на высоту, равную абсолютному значению z_1.

Следует заметить, что гидравлическое сопротивлеиие всасывающего трубопровода существенно зависит от вязкости жидкости. Однако в наиболее опасном, с точки зрения отрыва жидкости от поршня, положении работы насоса при $x=0$ гидравлические сопротивления на давление в цилиндре насоса влияния ие оказывает.

В ряде отраслей пищевой промышленности, например, сахарной, пивоваренной и других, насосами перекачиваются, главным образом, горячие жидкости, для которых h_t составляет относительно большую величину. Поэтому наиболее часто z_1 оказываются отрицательной величиной. Как следствие этого, насосы всегда устанавливаются на первом этаже, а технологическая аппаратура — на втором или даже на специальиых площадках, располагаемых выше.

ПРЕДЕЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ КРИВОШИПНОГО ВАЛА

Наиболее опасным положением, в смысле отрыва жидкости от поршня в период всасывания, является его начальное положение. В процессе нагнетания также возможен отрыв жидкости

от поршня. Наиболее опасное положение поршня оказывается в конце его хода при $x=2r$.

Рассуждая аналогично тому, как это было сделано при выводе уравнения (15.27), условие предотвращения отрыва жидкости от поршня в процессе нагнетаиия можно представить в форме

$$h_t = \frac{p_н}{\rho g} + z_2 - \frac{L_y}{g}\omega^2 r + k. \qquad (15.28а)$$

Формулы (15.27) и (15.28) были получены в предположении, что шатун кривошипно-шатунного механизма имеет бесконечно большую длину. В действительности, отношение $5 < \frac{l}{r} \ll \infty$.

Поэтому в расчетах для того, чтобы заведомо выполиялись условия (15.27) и (15.28), члены уравнений, выражающие инерцию жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах увеличивают на 20% Следовательно, окончательные условия предотвращения отрыва струи от поршня принимают вид:

для всасывания

$$h_t = \frac{p_0}{\rho g} - \left[z_1 + 1{,}2\frac{L_x}{g}\omega^2 r + k\right]; \qquad (15..9)$$

для нагнетания

$$h_t = \frac{p_н}{\rho g} + z_2 - 1{,}2\frac{L_y}{g}\omega^2 r + k. \qquad (15.30)$$

Инерция жидкости во всасывающем и иагнетательном трубопроводах существенно зависит от угловой скорости кривошипного вала $\omega = \frac{\pi n}{30}$. Следовательно, частота вращения кривошипного вала оказывает значительное влияние на условия работы поршневого насоса. Причем с увеличением n увеличивается опасность отрыва жидкости от поршия.

Аналитически можно отыскать такие частоты вращения n (в общем случае неодинаковые для всасывания и нагнетания), которые при данных значениях отдельиых величии, входящих в формулы (15.29) и (15.30), обеспечат условия безотрывности жидкости от поршня. Такие частоты вращения кривошипного вала называются предельными.

Подставив в уравнения (15.29) и (15.30) значение угловой скорости, а затем определив из них частоты вращения n, найдем предельные частоты вращения из условий предотвращения отрыва жидкости от поршня

в процессе всасывания

$$n_в = \sqrt{\frac{150g}{L_x s}\left(\frac{p_0}{\rho g} - h_t - z_1 - k\right)}; \qquad (15.31)$$

в процессе нагнетания

$$n_{\text{н}} = \sqrt{\frac{150g}{L_y s}\left(\frac{p_{\text{н}}}{\rho g} - h_t + z_2 + k\right)}. \qquad (15.32)$$

В практике при перекачке воды придерживаются соотношений допускаемой высоты всасывания в зависимости от температуры и частоты вращения (табл. 27).

Таблица 27

Зависимость допускаемой высоты всасывания, м, от температуры и частоты вращения

Частота вращения n, мин$^{-1}$	Температура, °С						
	0	20	30	40	50	60	70
50	7,0	6,5	5,0	5,5	4,0	2,5	0
60	6,5	6,0	5,5	5,0	3,5	2,0	0
90	5,5	5,0	4,5	4,0	2,5	1,0	0
120	4,5	4,0	3,5	3,0	1,5	0,5	0
150	3,5	3,0	2,5	2,0	0,5	0,0	0
180	2,5	2,0	1,5	1,0	0,0	0,0	0

Следует заметить, что поршневые насосы практически уже при 70°С не всасывают и должны работать под заливом.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ВОЗДУШНЫХ КОЛПАКОВ

Движение жидкости в цилиндре поршневого насоса и трубопроводах, связанных с ним, является неустановившимся. Это обусловливает возникновение инерционных сил, практически приводящих к различного рода отрицательным явлениям, которые усугубляются с ростом частоты вращения n и увеличением длины трубопроводов.

Для преобразования неустановившегося инерционного движения жидкости в установившееся применяют воздушные колпаки. Сущность нормализации работы поршневых насосов с помощью воздушных колпаков заключается в следующем. В непосредственной близости к насосу на всасывающей и нагнетательной линиях устанавливаются резервуары достаточно большой емкости (рис. 143). Жидкость, всасываемая насосом из резервуара, попадает первоначально во всасывающий воздушный колпак A. В верхней части колпака находится воздух, амортизирующий толчки жидкости, происходящие вследствие ее неравномерного поступления. Колпак должен быть таким, чтобы порции жидкости, поступающие к насосу за один ход всасывания, составляли незначительную долю его объема. Тогда изме-

нения объема воздуха в колпаке будут незначительными. Следовательно, незначительными будут и изменения давления.

Аналогичные процессы происходят и на нагнетании при наличии воздушного колпака достаточных размеров. Неустановившееся движение жидкости происходит на коротких участках трубопроводов, соединяющих насос с одной стороны со всасывающим воздушным колпаком A и, с другой стороны,— с нагнетательным воздушным колпаком B. Основные же части трубопроводов от резервуара на всасывании до воздушного колпака A и от воздушного колпака B на нагнетании до конца нагнетательного трубопровода работают в условиях установившегося движения жидкости.

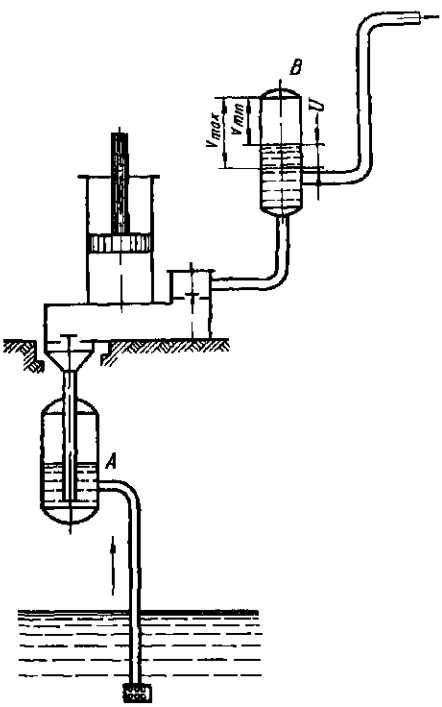


Рис. 143. Схема установки воздушных колпаков.

Рассматривая работу нагнетательного воздушного колпака, следует заметить, что при максимальной подаче жидкости насосом объем воздуха в воздушном колпаке уменьшится до V_{min}, а при минимальной подаче жидкости — увеличится до V_{max}.

Разность $V_{max} - V_{min}$, очевидно, представляет собой объем жидкости U, воспринимаемый воздушным колпаком за один нагнетательный ход поршня

$$U = V_{max} - V_{min}. \qquad (15.33)$$

Если насос двойного, тройного или четверного действия, то величина U относится к периоду полного оборота кривошипного вала.

Столь же очевидно, что при возрастающей подаче жидкости насосом давление в нагнетательном колпаке повышается до p_{max}, а при уменьшении подачи — снизится до p_{min}. Назовем средним давлением в колпаке величину

$$p_{ср} = \frac{p_{max} - p_{min}}{2},$$

а средним объемом воздуха

$$V_{ср} = \frac{V_{max} - V_{min}}{2}.$$

Если принять процесс расширения и сжатия воздуха в колпаке изотермическим, то

$$p_{max} V_{min} = p_{min} V_{max} = p_{ср} V_{ср}.$$

Степень неравномерности работы колпака определяется отношением объема U жидкостн, воспринимаемого колпаком за один оборот кривошипного вала, к среднему объему воздуха в колпаке:

$$\frac{V_{max} - V_{min}}{V_{ср}} = \frac{U}{V_{ср}} = \delta, \qquad (15.34)$$

откуда

$$V_{ср} = \frac{U}{\delta}. \qquad (15.35)$$

Полагая, что жидкость должна занимать одну треть полного объема V воздушного колпака, получим

$$V = \frac{3}{2} V_{ср}. \qquad (15.36)$$

Практикой устаиовлено, что при степеии неравномерности $\delta \leqslant 0{,}025$ поршневой насос работает достаточно равномерно, если длина всасывающего или нагнетательного трубопровода не превышает 100 м.

В зависнмости от длнны трубопроводов, связанных с насосом, допустимая степень неравномерности может изменяться в сторону уменьшения или увеличения. Причем меньшим значениям степени неравномерности соответствует большая длина трубопровода:

Длина трубопровода, м	До 100	100—500	500—1000	1000—2000	2000—3000	3000—5000
δ	0,025	0,02	0,01	0,005	0,004	0,003

Как видно из зависимости (15.35), для определения объема воздушных колпаков необходимо знать объем жидкости, воспринимаемый воздушными колпаками за один оборот кривошипиого вала. Величина объема жидкости зависит от кратности действия насоса.

Для насоса одииарного действия объем жидкости определяется следующим образом. Строится диаграмма подачи (рис. 144). Она представляет собой синусоиду. Площадь, ограниченная кривой и осью абсцисс, графически выражает собой подачу насоса за один оборот кривошипного вала. На том же

рисуике строится прямоугольник *adkl*, площадь которого равновелнка площади, заключенной между осью абсцисс и кривой sin φ. Высота прямоугольника *m* выражает собой среднюю подача жидкости в случае равномерной работы насоса.

Очевидно, верхняя заштрихованная часть синусоиды *ebf* выражает собой тот объем жидкости *U*, который воспринимается воздушным колпаком при подачах насоса, превышающих среднюю *m*

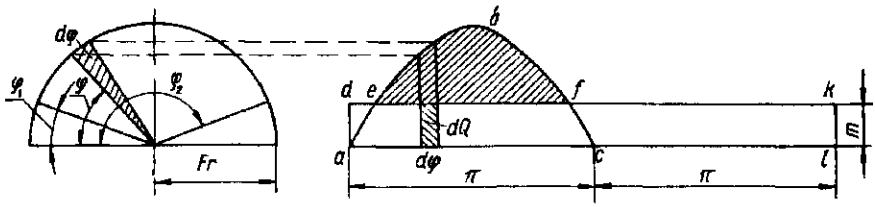


Рис 144 Диаграмма действия воздушного колпака

Считаем, что кривошипный вал насоса повериут на произвольный угол φ. Очевидно, при его дальнейшем повороте на угол $d\varphi$ за время dt насос подаст элементарное количество жидкости dQ_1. В соответствии с формулой (15.10) находим

$$dQ_1 = Fr \sin \varphi \, d\varphi.$$

На графике величина dQ_1 выражена площадью элементарного прямоугольника с основанием $d\varphi$.

За то же время dt при средней подаче Q из колпака вытекает количество жидкости, равное $dQ_2 = Qdt$. Следовательно, за время dt в колпаке задерживается количество жидкости

$$dU = dQ_1 - dQ_2 = Fr \sin \varphi \, d\varphi - Qdt.$$

Этот объем на графике представлен верхней частью заштрихованного элементарного прямоугольника. Угловая скорость вращения вала

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\pi n}{30},$$

откуда

$$dt = \frac{30}{\pi n} d\varphi.$$

Поэтому

$$dU = Fr \sin \varphi \, d\varphi - \frac{30Q}{\pi n} d\varphi.$$

Но подача поршневого насоса одинарного действня без учета его КПД согласно зависимости (15.1) равна

$$Q = \frac{Fsn}{60} = \frac{Frn}{30},$$

следовательно,

$$dU = Fr \sin \varphi \, d\varphi - \frac{Frn}{30} \cdot \frac{30 d\varphi}{\pi n} = Fr\left(\sin \varphi - \frac{1}{\pi}\right) d\varphi. \quad (15.37)$$

Чтобы графически определить объем жидкости U, аккумулируемый воздушным колпаком насоса одинарного действия, необходимо задать значение углов φ_1 и φ_2.

Отметим, что при углах φ_1 и φ_2 в точках e и f $dU=0$. Тогда из формулы (15.37) получаем $0=Fr\left(\sin \varphi_1 - \frac{1}{\pi}\right)d\varphi$ и, учитывая, что $Fr \neq 0$ и $d\varphi \neq 0$, находим $\sin \varphi = \frac{1}{\pi} = 0{,}3183$, т. е. $\varphi_1 = 18°34' = 0{,}323$ радиан. Угол $\varphi_2 = 180° - \varphi_1 = 161°26' = 2{,}817$ радиан. Поэтому

$$U = Fr \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\sin \varphi - \frac{1}{\pi}\right) d\varphi = Fr \left[-\cos \varphi - \frac{\varphi}{\pi} \right]_{0{,}323}^{2{,}817} =$$

$$= 1{,}1 Fr = 0{,}55 Fs. \quad (15.38)$$

Пользуясь графиком подачи насосов двойного, тройного и четверного действия и выполнив аналогичные расчеты, получим:

для насоса двойного действия

$$U_{(2)} = 0{,}21 Fs; \quad (15.39)$$

для насоса тройного действия

$$U_{(3)} = 0{,}009 Fs; \quad (15.40)$$

для насоса четверного действия

$$U_{(4)} = 0{,}042 Fs. \quad (15.41)$$

Выше была принята наибольшая степень неравномерности работы поршневых насосов $\delta = 0{,}025$. Используя это значение, можно найти средний объем воздуха, который должен быть в воздушном колпаке для нормальной работы насоса. Так, по формуле (15.35) $V_{ср} = \frac{U}{\delta}$. Следовательно, для насоса одинарного действия

$$V_{ср} = \frac{U_{(1)}}{\delta} = \frac{0{,}55 Fs}{0{,}025} = 22 Fs; \quad (15.42)$$

для насоса двойного действия

$$V_{ср} = \frac{U_{(2)}}{\delta} = \frac{0{,}21 Fs}{0{,}025} = 9 Fs; \quad (15.43)$$

для насоса тройного действия

$$V_{ср} = \frac{U_{(3)}}{\delta} = \frac{0{,}009 Fs}{0{,}025} = 0{,}5 Fs; \quad (15.44)$$

для насоса четверного действия

$$V_{ср} = \frac{U_{(4)}}{\delta} = \frac{0{,}042 Fs}{0{,}025} = 2 Fs. \quad (15.45)$$

Такой объем воздуха в колпаке следует считать минимально допустимым при коротких трубопроводах на всасывающей и нагнетательной линиях.

Устройство воздушных колпаков должно быть таким, чтобы они могли преобразовывать неустановившееся инерционное движение жидкости в установившееся безынерционное. Поэтому к воздушным колпакам и их установке предъявляются следующие основные требования:

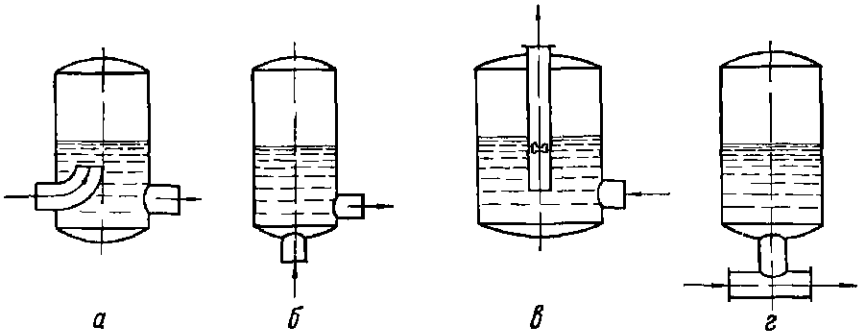


Рис. 145. Схемы устройства воздушных колпаков.

а) должны иметь достаточный объем в соответствии с зависимостью (15.36);

б) должны устанавливаться как можно ближе к насосу;

в) через воздушный колпак должна проходить вся перекачиваемая жидкость, причем ее направление должно в колпаке изменяться, а скорость уменьшаться;

г) должны быть оборудованы манометрами или вакуумметрами; нагнетательные колпаки — предохранительными клапанами и воздушными кранами.

Очень желательно иметь у воздушных колпаков указатели уровня типа водомерных стекол или другие.

На рис. 145 показаны схемы воздушных колпаков различной конструкции.

Схемы *а, б* и *в* соответствуют предъявляемым требованиям, причем схема *в* может быть рекомендована для использования в качестве всасывающего колпака. Схема *г* не может быть рекомендована, так как она не отвечает требованиям пункта *в*.

В связи с тем, что во всасывающем колпаке вследствие пониженного давления возможно чрезмерное выделение паров и газов, центральная труба, отводящая жидкость к насосу, на необходимой высоте снабжается отверстиями, предотвращающими переполнение колпака парами и газами.

Следует отметить, что нормальные условия работы воздушных колпаков устанавливаются через некоторое время после пуска насоса.

В момент пуска инерционные силы в системе, особенно при длинных трубопроводах, велики и являются причиной значительного повышения давления. Поэтому воздушные колпаки на нагнетании подлежат специальному расчету на прочность. Это относится, главным образом, к колпакам, не оборудованным предохранительными клапанами.

Если поршневой насос оборудуется воздушным колпаком в форме вертикального цилиндрического сосуда, то его диаметр приближенно может быть определен по формуле

$$D = 0{,}97\sqrt[3]{V},$$

а высота

$$H = 1{,}36\sqrt[3]{V},$$

где V — полный объем колпака, рассчитанный по формуле (15.36).

КЛАПАНЫ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Клапаны поршневых насосов размещаются в специальных клапанных коробках, которые непосредственно примыкают к насосным цилиндрам и конструктивно являются их частью. В клапанной коробке на пути от трубопровода к рабочей полости цилиндра имеется отверстие, конструктивно оформленное в виде гнезда, которое прикрывается клапаном при его посадке. Так происходит разобщение цилиндра от примыкающего к нему всасывающего или нагнетательного трубопровода.

При подъеме клапана рабочая полость цилиндра сообщается с нагнетательным или всасывающим трубопроводом.

Теоретически предполагается, что подъем или опускание соответственных клапанов происходит мгновенно при достижении поршнем крайних (мертвых) положений поршня.

Практически для нормальной работы клапанного устройства насоса необходимо, чтобы клапан свободно подымался и опускался на седло без удара и защемления в направляющем приспособлении; инерция клапана должна быть минимальной; поэтому клапан стремятся сделать легким, компенсируя массу клапана действием пружины. Форма клапана должна быть обтекаемой для уменьшения гидравлического сопротивления. В закрытом положении клапан должен плотно садиться на гнездо, герметизируя его.

В настоящее время применяются почти исключительно самодействующие клапаны, т. е. клапаны, подымающиеся и опускающиеся только под действием разности давлений жидкости по обе стороны клапана и под действием силы тяжести.

При необходимости могут быть применены клапаны принудительного действия, обладающие механическим приводом, работающим согласованно с движением поршня.

Конструкция клапанов в зависимости от назначения насосов, их подачи и условий применения бывает различной.

На рис. 146, *а* показан простейший тарельчатый клапан *1* с нижними направляющими ребрами *2* и гнездом *3*. Наиболее подходящим материалом для изготовления таких клапанов является бронза, допускающая тщательную притирку клапана к гнезду и их соприкосновение по одной линии, что обеспечивает достаточную герметизацию клапана.

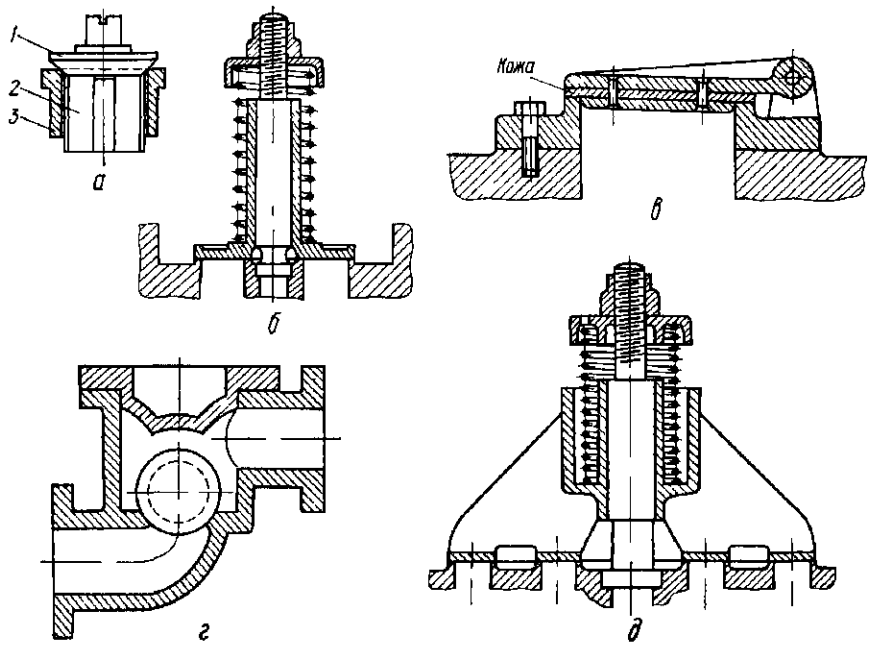


Рис. 146. Устройство клапанов.

Тарельчатый клапан с верхней направляющей колонкой и нажимной пружиной показан на рис. 146, *б*. Клапанная пружина применяется для того, чтобы тщательно прижимать к седлу клапан, имеющий относительно небольшую массу и, следовательно, обладающий малой инерцией. При перекачке загрязненных жидкостей опорная плоскость тарельчатого клапана снабжается резиновой или кожаной прокладкой.

Разновидностью тарельчатого клапана является откидной или шарнирный клапан, показанный на рис. 146, *в*; он применяется в насосах с небольшой частотой вращения кривошипного вала при перекачке, главным образом, загрязненных жидкостей. Такие клапаны изготовляются с кожаными или резиновыми прокладками.

Насосы для перекачки вязких, густых жидкостей снабжаются шаровыми клапанами, показанными на рис. 146, *г*. Шаровые

клапаны малых размеров изготовляются из стали и чугуна или бронзы, а шары больших размеров делаются полыми из металла или из резины с металлическим сердечником.

Для перекачки больших количеств жидкости применяются групповые клапаны, т. е. вместо одного большого клапана устанавливается несколько малых, или же один двухкольцевой клапан (рис. 146, *д*).

Чтобы судить о работе клапанов, необходимо уметь хотя бы приближенно определять зависимость основных параметров их работы от положения поршня в цилиндре насоса. Этой цели служит элементарная теория клапанов, с помощью которой приближенно определяется зависимость высоты подъема клапана h, скорости его подъема U и ускорения $\frac{dU}{dt}$ в функции скорости поршня и положения его в цилиндре.

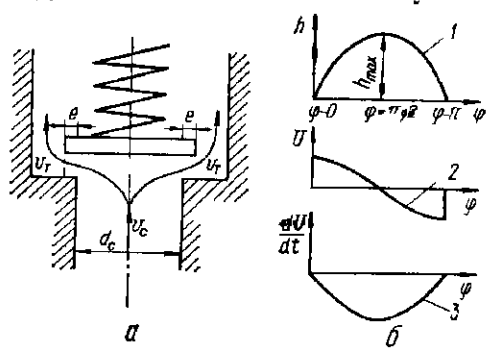


Рис 147. Схема работы клапана (*а*) и диаграммы подъема скорости и ускорения клапана (*б*).

При рассмотрении работы клапана примем следующие обозначения: $d_к$ — внешний диаметр тарельчатого клапана; h — подъем клапана; $v_т$ — теоретическая скорость жидкости в щели клапана; $f_щ$ — площадь сечения щели; μ — коэффициент расхода жидкости через щель; f_c — площадь свободного сечения седла клапана; v_c — скорость жидкости при движении через седло; G — сила тяжести, соответствующая массе клапана; R — натяжение пружины; p — давление жидкости под клапаном.

На рис. 147, *а* показано, что жидкость движется из цилиндра насоса через седло клапана и щель между седлом и клапаном под давлением p, которое остается постоянным:

$$p = (G + R)/f_c. \tag{15.46}$$

Теоретическая скорость жидкости в щели клапана

$$v_т = \sqrt{2g\frac{p}{\rho g}} = \sqrt{2\cdot\frac{G+R}{\rho f_щ}}. \tag{15.47}$$

Считая непрерывным поток жидкости, проходящий через цилиндр насоса, седло клапана и щель между седлом и клапаном, можно записать уравнение

$$Fv = f_c v_c = \mu\pi d_к h v_т, \tag{15.49}$$

откуда

$$h = \frac{Fv}{\mu\pi d_к v_т}. \tag{15.50}$$

Так как скорость поршня и следующей за ним жидкости в цилиндре насоса определяется зависимостью $v = \omega r \sin \varphi$, то

$$h = \frac{F \omega r}{\mu \pi d_к v_т} \sin \varphi. \qquad (15.51)$$

Следовательно, подъем клапана является функцией угла φ поворота кривошипа и закон изменения подъема клапана графически представляет собой участок синусоиды (рис. 147, *б*, график 1). Из рнсунка и формулы (15.51) видио, что максимальный подъем клапана

$$h_{max} = \frac{F \omega r}{\mu \pi d_к v_т}. \qquad (15.52)$$

Скорость подъема клапана определится производной

$$U = \frac{dh}{dt} = \frac{F \omega r}{\mu \pi d_к v_т} \cdot \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} = \frac{F \omega^2 r}{\mu \pi d_к v_т} \cos \varphi. \qquad (15.53)$$

Таким образом, величина U является функцией угла φ поворота кривошипа и графически изменение скорости подъема клапана выражается косинусоидой, показанной на рис. 147, *б* (график 2). Минимальной, равной нулю, скорость U оказывается в средине хода поршня. Наибольшей скоростью клапан обладает в крайиих положениях поршня при $x = 0$ и $x = \pi$. Причем в первой половине хода при подъеме клапана скорость положительна, а во второй половине, когда клапан опускается, скорость имеет отрицательный знак.

Ускорение клапана определяется производной

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{F \omega^2 r}{\mu \pi d_к v_т} \cdot \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{F \omega^3 r}{\mu \pi d_к v_т} \cdot \sin \varphi = -\omega^2 h. \qquad (15.54)$$

Из уравнения видно, что ускорение клапана графически выражается участком синусоиды, показанной в виде графика 3 на рис. 147, *б*. Она имеет отрицательные ординаты и указывает, что в крайних положениях поршня ускорение клапана равно нулю. Такое обстоятельство противоречит графику скорости клапана.

Так, в соответствии с этим графиком скорость U клапана уже в начальный момент его открытия имеет конечное значение. Теоретически это должно было бы привести к появлению бесконечно большого ускорения. Практически такое противоречие объясняется лишь тем, что процесс поднятия клапана в точности ие соответствует теоретическим положениям, а также принятым допущениям и фактически отстает от теоретического графика [1].

[1] См. специальную литературу.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ НЕКОТОРЫХ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Для перекачки чистых жидкостей различной вязкости или с небольшим количеством твердых примесей могут быть применены горизонтальные плунжерные насосы двойного действия (табл. 28). Уплотнение плунжера обычно осуществляется внут-

Таблица 28

Техническая характеристика горизонтальных плунжерных насосов

Подача Q, л/мин	Диаметр цилиндра D, мм	Ход поршня s, мм	Диаметр всасывающих и нагнетательных патрубков, мм
180—240	125	300	100
260—350	150	300	100
350—450	175	300	125
450—600	200	300	125
600—800	200	400	140
750—1000	220	400	160
900—1200	210	400	160
1000—1700	260	400	175
1400—1800	300	100	175

Примечания: 1. Частота вращения кривошипного вала составляет 30—40 мин$^{-1}$.
2 Напор составляет 60 м.

ренним сальником (рис. 148). Регулирование уплотнения производится снаружи нажимным болтом, воздействующим на фонарь (полый внутренний цилиндр).

Для перекачки вязких и густых жидкостей, а также жидких суспензий с содержанием значительного количества взвешенных твердых частиц, применяются вертикальные одно- и двухцилиндровые плунжерные насосы одинарного действия с шаровыми клапанами (табл. 29). Для подачи известкового молока, мезги, крахмального молока, паток и сиропов могут быть использованы вертикальные и горизонтальные плунжерные насосы (табл. 30).

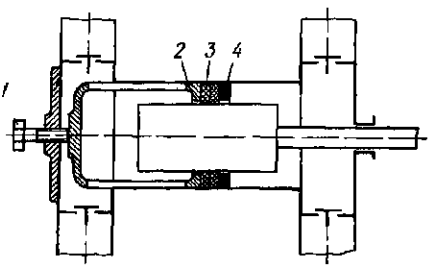


Рис. 148. Схема уплотнения плунжера внутренним сальником:
1 — нажимной винт; *2* — нажимной фонарь; *3* — резиновые кольца уплотнения; *4* — неподвижное упорное кольцо.

Таблица 29

Техническая характеристика вертикальных плунжерных насосов

Подача Q, л/ч	Диаметр цилиндра D, мм	Ход поршня s, мм	Число цилиндров	Частота вращения n, кривошипного вала, $мин^{-1}$	Напор H, м	Объемный КПД η	Расход мощности N, кВт
2950	100	150	1	60	65	0,7	1,5
5050	120	200	1	50	55	0,75	1,85
7900	150	200	1	50	45	0,74	2,2
9450	150	250	1	45	45	0,8	3,0
5900	100	150	2	60	65	0,7	1,85
10 100	120	200	2	50	55	0,75	2,6
15 800	150	200	2	50	45	0,75	3,7
18 200	150	250	2	45	45	0,8	4,5
38 600	200	300	2	40	45	0,85	9,0

Таблица 30

Техническая характеристика поршневых (плунжерных) приводных насосов

Перекачиваемая жидкость	Марка насоса	Подача Q, $м^3/ч$	Напор H, м	Частота вращения кривошипного вала n, $мин^{-1}$	Расходуемая мощность N, кВт	Диаметр цилиндра D, мм	Ход поршня s, мм	Число цилиндров
	Вертикальные							
Мезга, известковое молоко, патока, сироп	М-193	0,45—0,9	40	62,5	1,0	55	85	1
Мезга, крахмальное молоко	СН-1	2,4	20	50	0,5	100	126	1
То же	СН-3	7,8	20	45	0,75	150	200	1
Известковое молоко, патока	НП-10/16	9,8	83	60	3,43	120	150	2
То же	АНВ-125	12,8	63	55	4,5	125	160	2
Мезга, крахмальное молоко	СН-4	10,8	20	45	1,0	170	200	1
То же	СН-5	15,6	20	45	1,75	200	250	1
Известковое молоко, патока	АНВ-125	16,3	50	55	4,5	125	250	2
	Горизонтальные							
Вода и крахмальное молоко	К-18	4—6	30	34—50	2,2	100	150	1
То же	К-21	10—16	30	20—45	3,8	150	200	1
»	КН-165—330	23	30	43	2,6	165	330	1
»	КН-200—400	40	30	40	4,4	203	406	1

НАСОСЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Прямодействующим насосом или насосом прямого действия называется такой насос, перемещенне поршня которого в цилиндре осуществляется непосредственно при помощн паровой машины. При этом поршень насоса находится на одном штоке с поршнем паровой машины (рис. 149).

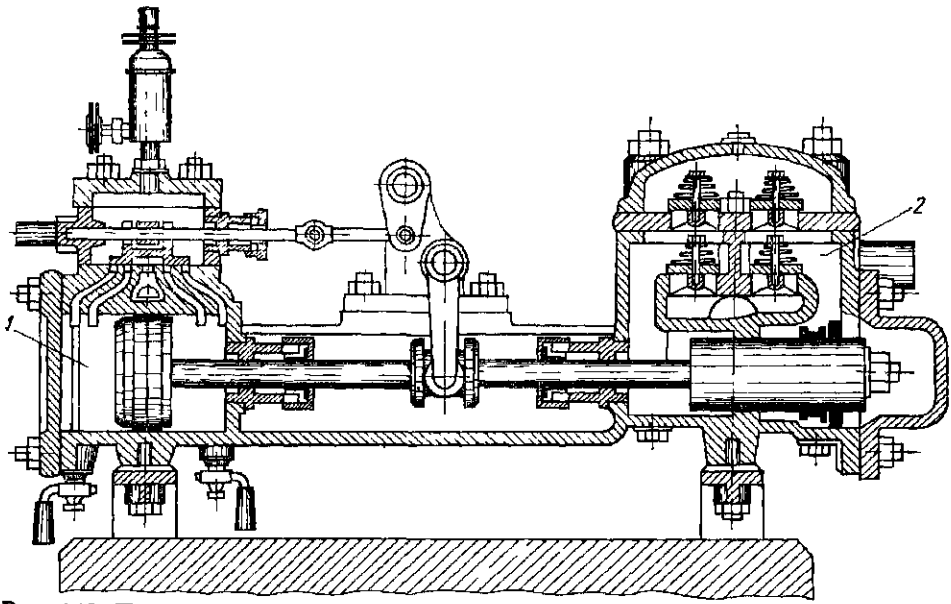


Рис. 149. Паровой насос прямого действия.

Такне насосы представляют собой единую конструкцию, в которой паровой цилиндр *1* и цилиндр собственно насоса *2* устанавливаются на одной фундаментной плнте.

Паровые прямодействующие насосы изготовляются в виде одноцилиндровых насосов двойного действия или чаще всего в виде сдвоеиных цилиндров двойного действия, т. е. в виде насосов четверного действия. Последние также монтируются на одной фундаментной плите в виде единого блока.

Преимущество двухцилиндровой конструкцнн сказывается в упрощении привода золотников парораспределения. Для большей компактности клапанное устройство расположено над цилнндром насоса в два яруса (рис. 150). Ниже располагаются всасывающие клапаны, а над ними — нагнетательные. Золотниковое парораспределение располагается над паровым цилиндром. Перемещение золотников по золотниковому зеркалу осуществляется прн помощи золотниковых тяг. Парораспределение любого из цилиндров управляется рычажной системой, связанной со штоком соседнего цилиндра.

Так, при двнжении штока *1* левого цилиндра (рис. 150), на котором жестко сидит кулачек *2*, поворачивается рычаг *3*, свя-

занная с ним ось *4* и кривошип *5*. При повороте кривошипа *5* передвигается тяга и шток *6* золотника правого цилиндра. В свою очередь, шток *7* правого цилиндра приводит в движение рычажную систему перемещения золотника левого цилиндра.

Следует отметить, что поршень парового цилиндра, приближаясь к левому или правому крайнему положению (см. рис. 149), перекрывает каналы золотника, служащие для выпуска пара. Вследствие этого пар, оказавшись замкнутым во вредном пространстве, создает противодавление и обеспечивает более плавную остановку поршня в крайнем положении. Все это благоприятно сказывается на работе насоса, а особенно на работе клапанов.

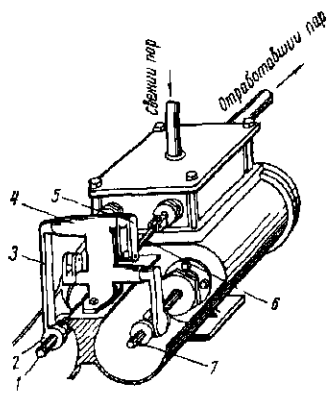


Рис. 150. Схема парораспределения парового насоса прямого действия.

Объемный КПД прямодействующего насоса при подаче воды невысокой температуры, довольно велик и достигает значений $\eta_0 = 0{,}95$; а общий КПД насоса (водяного цилиндра) обычно бывает $\eta = 0{,}75—0{,}85$.

Работа прямодействующего насоса легко регулируется вручную открытием вентиля на паропроводе, подводящем свежий пар к золотниковому устройству. Максимальное число циклов (число двойных ходов поршня) зависит от давления свежего (острого) пара.

Обычно в промышленности применяются насосы прямого действия с числом циклов в пределах 30—50 в минуту. Подача насосов прямого действия колеблется в широких пределах. Отечественные заводы выпускают двухцилиндровые насосы с подачей от 0,5 до 100 м³/ч и более в широкой области давлений $p = 0{,}5—5{,}0$ МПа.

В цилиндре прямодействующего насоса, как и во всяком насосе двойного действия с одной стороны цилиндра происходит всасывание, а с другой — нагнетание жидкости. Чтобы поршень водяного цилиндра перемещался в нем, нагнетая жидкость, необходимо, чтобы усилие, оказываемое паром на поршень в паровом цилиндре, было больше усилия, оказываемого на жидкость насосным поршнем. Но, так как давление нагнетания в насосе практически постоянно по ходу поршня, то и давление пара в паровом цилиндре должно быть также постоянным.

Отсюда следует, что паровая машина в данном случае должна работать без расширения пара, т. е. с полным наполнением цилиндра свежим паром и выпускать его из цилиндра с тем же давлением. Вследствие этого КПД паровой машины невелик, а расход пара достигает 50—90 кг на киловатт-час.

Несмотря на явную неэкономичность работы, прямодействующие насосы имеют относительно широкое применение, благода-

ря простоте устройства и надежности в работе в различных отраслях пищевой промышленности, где необходимо строгое регулирование подачи, например, в спиртовой промышленности при перекачке бражки и др.

Часто такие насосы применяются в небольших котельных для питания котлов, так как по правилам техники безопасности питательные насосы должны иметь самостоятельный привод. Паровой цилиндр такого насоса питается паром из котла, в который должна подаваться вода насосным цилиндром того же насоса с некоторым избытком давления по сравнению с давлением в котле. Поэтому в таких насосах диаметр парового цилиндра $D_п$ и соответственно диаметр поршня всегда больше диаметра водяного цилиндра $D_в$. Расход пара на насос прямого действия определяется по общим формулам для расхода пара паровой машиной с учетом 100% наполнения цилиндра.

Техническая характеристика насосов прямого действия, которые применяются в пищевой промышленности, приведены в табл. 31.

Таблица 31

Техническая характеристика прямодействующих двухцилиндровых насосов двойного действия

Типоразмер	Подача Q, м³/ч	Напор H, м	Давление свежего пара p, МПа	Противодавление, МПа	Диаметр цилиндра, мм		Ход поршня s, мм	Число двойных ходов в минуту
					парового	гидравлического		
БНП	0,25—0,75	120	0,59	0,05	80	35	125	30—90
НПН-3	11—12	200	1,18	0,05	190	130	250	17—34
ПДГ6/4	6	40	1,1	0,05	—	—	—	115
ПДГ6/20	6	200	1,1	0,05	—	—	—	100
ПДГ60/20	60	200	1,0	0,05	—	—	—	50

Глава шестнадцатая

РОТАЦИОННЫЕ И НЕКОТОРЫЕ СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В различных отраслях пищевой промышленности для перекачки жидкостей с повышенной вязкостью и жидких густых масс применяют ротационные насосы, относящиеся к объемным нагнетателям, так как их работа основана на принципе вытеснения.

Ротационные насосы отлнчаются надежностью в работе. Их подача при сохраненни неизменного давлеиия легко регулируется изменением чнсла оборотов. Равномерное движенне вытеснителей — роторов обусловливает практически непрерывную подачу и нсключает иеобходимость установки воздушных колпаков.

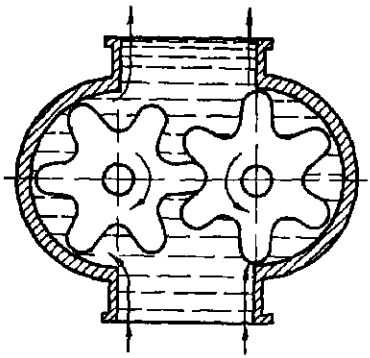
Указанные особенности ротационных насосов обеспечили им широкое применение в пищевой промышленности. Например, в консервной промышленностн ротационные насосы различных типов применяются для перекачкн яблочных и томатных пюре, соусов и других жидкостей и смесей, с которыми связано производство овощных, рыбных, мясных и других консервов.

В кондитерской промышленности ротационными насосами пользуются для подачи фруктово-ягодных начинок к различным производственным станциям, для автоматического наполнения начинкой карамельных батонов и др. Ротационные насосы применяются также в молочной промышленности, в маслобойном производстве, в спиртовой промышленности для заторов, барды и др.

Для перекачки жидкостей или суспензий, содержащих абразивные частицы, такие насосы непригодны.

ШЕСТЕРЕНЧАТЫЕ НАСОСЫ

Основными рабочими органами шестеренчатого насоса являются две шестерни. Одна из ннх жестко посажена на приводном валу, а другая — вращается (рис. 151). Жидкость переносится со всасывающей стороны на нагнетательную во впадинах между зубьями шестерен, плотно охватываемых кожухом насоса. Для большей эффективности работы такого насоса необходимо, чтобы зацепление шестерен было плотным. В противном случае жидкость будет переходить из области нагнетания в область всасывания. Поэтому по мере износа зубчатых колес объемный КПД насоса падает. Подача шестеренчатых насосов может быть определена зависимостью



Рнс. 151. Схема шестеренчатого насоса.

$$Q = \frac{qzn}{30}\eta_0, \qquad (16.1)$$

где q — объем впадины между зубьями;

z — количество впадин на одной шестерне;

n — частота вращения;

η_0 — объемный КПД (обычно равен 0,7—0,8).

Шестеренчатые насосы часто устанавливаются с приводом от электродвигателя через редуктор (рис. 152). Такие насосы, например, в спиртовой промышленности применяются для транспортировки заторов, картофельной массы. На сахарных заводах такими насосами перекачиваются патоки.

Технические характеристики шестеренчатых насосов, применяемых в пищевой промышленности, приведены в табл. 32.

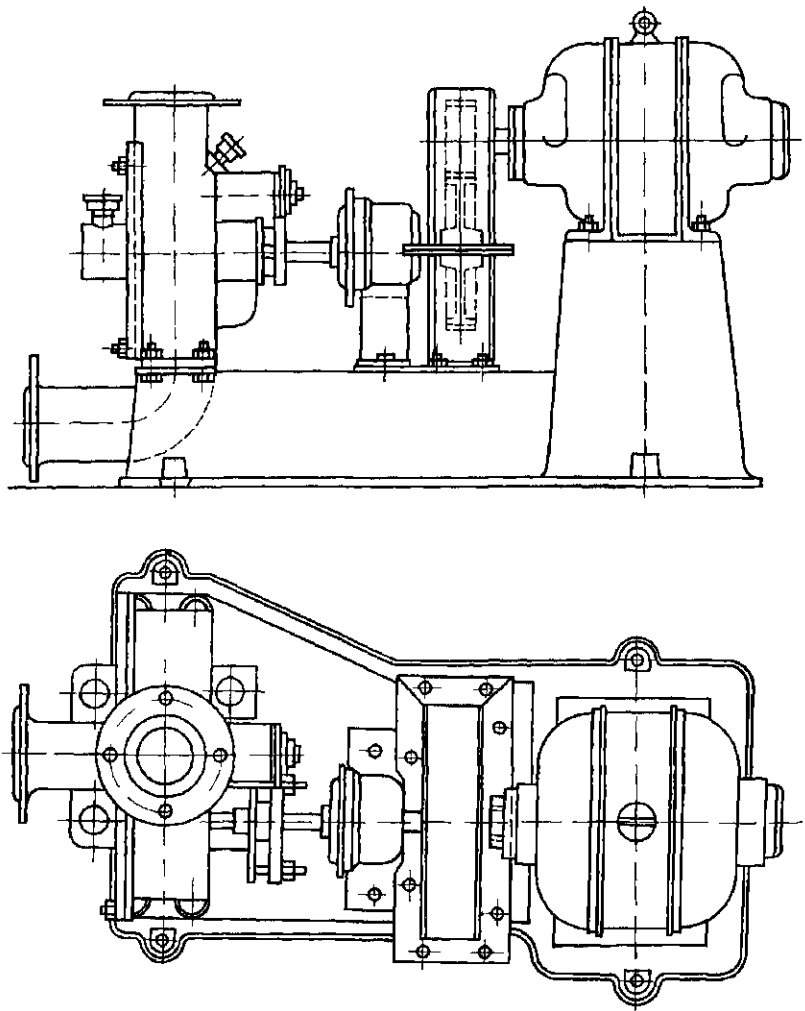


Рис. 152. Установка шестеренчатого насоса для перекачки картофельной массы.

Шестеренчатые насосы широко применяются в молочной промышленности для перекачивания цельного молока и сгущенных вязких молочных продуктов [5, 22].

Шестеренчатый насос модели НШМ-10 показан на рис. 153.

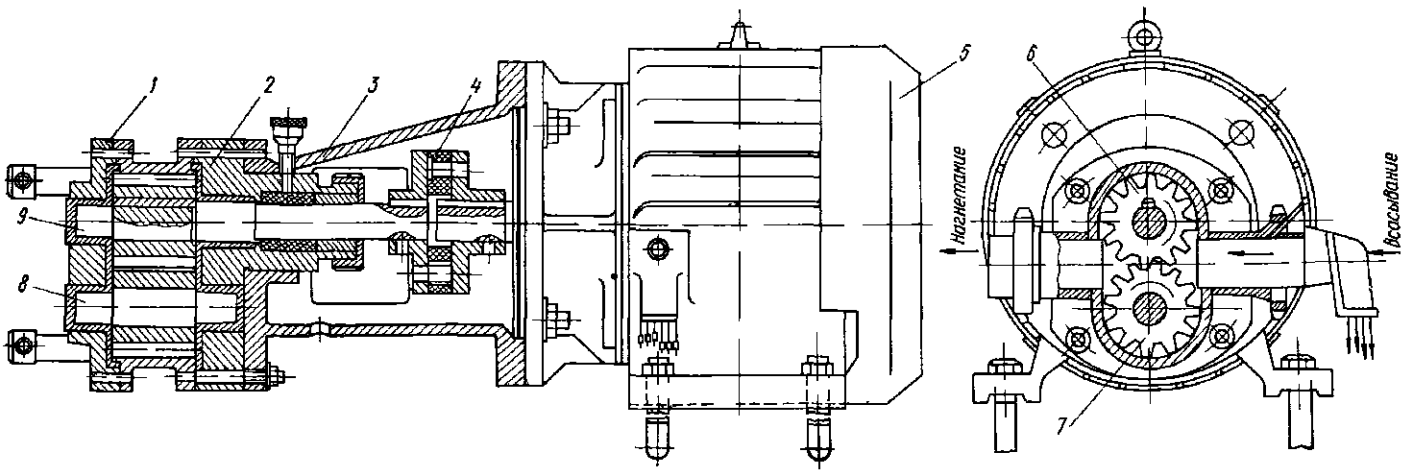


Рис 153 Устройство шестеренчатого насоса НШМ 10

1 — крышка насоса передняя, *2* — крышка задняя *3* — промежуточный опорный стакан *4* — муфта упругая *5* — электродвигатель *6* — шестерня ведущая, *7* — шестерня ведомая *8* — вал ведомый, *9* — вал ведущий

Таблица 32

Техническаи характеристика шестеренчатых насосов

Типоразмер	Подача Q, м³/ч	Напор H, м	Расход мощности N, кВт	Частота вращения вала насоса n, мин$^{-1}$	Частота вращения электродвигателей, мин$^{-1}$	Перекачиваемая жидкость
НШП—20—59	22	50	10	415	1450	Патока вязкостью до $v=665$сСт
НШК—18,5	2,3	36	3	51	950	Сироп, патоки и другие вязкие продукты
НШМ—10	10	20	2,8	950	950	Вязкие молочные продукты
РЗ—3	0,85	45	1,1	—	—	
РЗ—4,5	2,55	33	0,9	1450	1450	Патоки, густые сиропы, начинки и др.
РЗ—7,5	3,85	30	1,35	—	—	
НУК—10	7—10	20	2,8	92	950	Кисломолочные и другие вязкие молочные продукты

КУЛАЧКОВЫЕ РОТАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

В пищевой промышленности применяются ротацнонные насосы, работающие по принципу шестеренчатых, у которых для вытеснения жидкости служат специально профнлированные сопрягающиеся лопасти. Такие насосы обычно называют коловратными. На рис. 154 показана схема работы кулачкового с трехзубчатым ротором насоса, который применяется для перекачки вязких молочных продуктов н сиропов.

Преимуществом таких насосов перед шестеренчатыми является то, что их роторы силовой нагрузки не несут. Силовая нагрузка восприинмается синхроннзирующимн шестернями, жестко посаженными на валах роторов. Наряду с этим следует отметить, что равномерность подачи жидкости в нагнетательный трубопровод у кулачковых насосов меньшая по сравнению с шестеренчатыми.

Технпческая характеристнка насоса модели НРМ-5 следующая:

Подача, м³	5
Напор, м	30
Частота вращения роторов, мин$^{-1}$	930
Диаметр всасывающего и нагнетательного патрубков, мм	36
Мощность электродвнгателя, кВт	1,7
Частота вращения электродвигателя, мин$^{-1}$	930

Для перекачивания высоковязких, пастообразных молочных и других продуктов применяются ротацнонные насосы модели НРТ, имеющие два ротора. На каждом нз роторов смонтирова-

ны две специально профилированные лопасти-вытеснители, которые, перемещаясь, делят проточную часть насоса на замкнутые камеры. Вал одного из роторов является ведущим. Передача движения к ведомому валу осуществляется с помощью синхронизирующих шестерен, жестко посаженных на роторные валы. Все детали насоса, соприкасающиеся с перекачиваемым продуктом, изготовляются из нержавеющей стали.

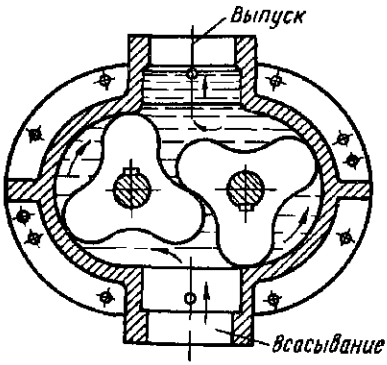


Рис. 154. Схема кулачкового насоса с трехзубчатым ротором.

За полный оборот вала четыре порцин продукта переносятся к нагнетательному патрубку насоса и вытесняются в нагнетательный трубопровод.

Зная объем одной камеры (межлопастного пространства), можно определить массовую подачу такого насоса:

$$Q = 4 \cdot 60 n V \rho g \eta_0, \qquad (16.2)$$

где n — частота вращения роторов;

V — объем одной камеры;

ρ — плотность продукта;

η_0 — объемный КПД.

Следует заметить, что объемный КПД этого насоса сильно зависит от консистенцин подаваемого продукта. Так, для творога $\eta_0 = 0{,}15$.

Техническая характеристика насоса модели НРТ, имеющего редуктор и вариатор частоты вращения, следующая:

Подача массовая, кг/ч	500—1000
Напор, м	50
Частота вращеиня, мин$^{-1}$	210—372
Мощность электродвигателя, кВт	1,7
Частота вращения электродвигателя, мин$^{-1}$	930

ПЛАСТИНЧАТЫЕ ИЛИ ШИБЕРНЫЕ РОТАЦИОННЫЕ НАСОСЫ

В консервиом, плодово-овощном, крахмало-паточном, жировом и молочном производствах для перекачкн густых вязких и даже пластичных продуктов применяют ротационные пластинчатые насосы.

Насос состоит из корпуса *6*, у которого имеется верхняя съемная крышка *1*, закрепляющаяся специальными гайками с рукоятками *3*. Снизу нмеется крышка *5*. Нагнетательный патрубок *4* расположен справа, а всасывающий патрубок — слева (рис. 155). В корпусе *6* насоса смонтирована гильза *7*, по внутренней поверхностн которой перемещаются выдвижные лопасти *8* ротора *9*, жестко посаженного на вал *2*. Ротор насоса делается

меньшего диаметра, чем диаметр статора, и располагается в нем с некоторым эксцентриситетом. В роторе *9* сделаны раднальные пазы, в которых свободно перемещаются пластины *8*. В тех случаях, когда центробежной силы недостаточно для выхода пластин из пазов (при малой частоте вращения ротора), внутри пазов с тыльной стороны пластин устанавливаются выталкивающие пружины.

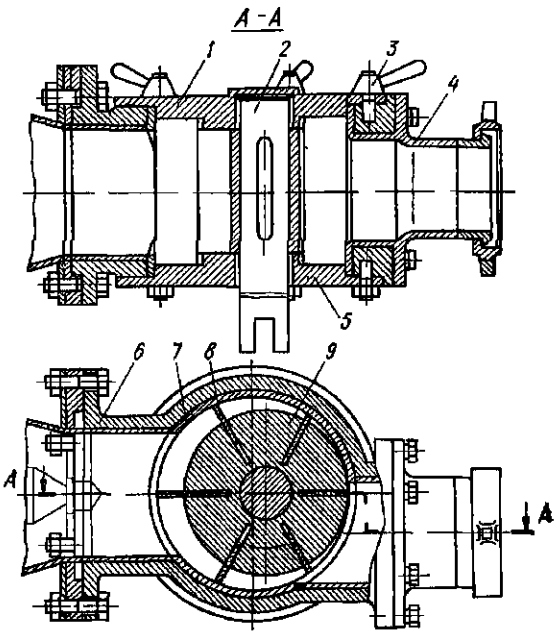


Рис 155 Насос ротациоиный шиберный.

При вращении ротора (рис. 155) против часовой стрелки, вследствне его эксцентричного расположения, в статоре образуется серповидное пространство, разделяемое выдвижными лопастями на иесколько камер. Камеры ограничиваются с внешней стороны внутренней поверхностью гильзы, с внутреинеи стороны — наружной поверхностью ротора, а с боков — выдвнжными лопастями. Объем камер при вращении ротора в левой верхней частн увеличивается, а затем при переходе в нижнюю правую часть уменьшается. Со стороны камеры с максимальным объемом в гильзе статора делается окно, соединяющее эту камеру со всасывающим патрубком насоса. Аналогично со стороны камеры с минимальным объемом в гильзе статора делается окно, соеднняющее эту камеру с нагнетательным патрубком. Соответственно, в левой части происходит всасывание перекачиваемого продукта, а в правой — его нагнетание в нагнетательный патрубок.

При перекачке кашеобразных и пластичных, т. е. малотекучих продуктов, последние подаются во всасывающий патрубок насоса принудительно прн помощи специального шнека.

Подача пластинчатых ротационных насосов колеблется в большнх пределах (от 1 до 30 м³/ч и более). Напор насосов, которые применяются в пищевой промышленности, обычно составляет 20—30 м.

Для определения подачи пластинчатого ротационного насоса *с эксцентричным расположением ротора можно пользоваться с*

$$Q = [\pi (D - d)\, eb - 2bcze]\, 60n\, \varphi_0\, \eta_0, \qquad (16.3)$$

достаточной для практики точностью формулой [5, 22]:

где D — внутренний диаметр гильзы статора, м;
d — диаметр ротора, м;
e — эксцеитриситет, м;
b — длина ротора или пластины, м;
c — толщина пластины, м;
z — число пластин;
n — частота вращения ротора, мин$^{-1}$;
φ_0 — коэффициент, учитывающий умеиьшение объема межлопастного пространства в результате смещения зоны всасывания от максимальной щели всасывания, $\varphi_0 \approx \approx 0{,}95$;
η_0 — объемиый КПД, зависящий от качества выполнения иасоса, давления, вязкости перекачиваемого продукта и способа подвода его к всасывающему патрубку насоса; для иормальных условий $\eta_0 = 0{,}8—0{,}9$.

Техническая характеристика пластинчатого насоса, примеияемого для перекачки густых молочиых продуктов, следующая:

Подача, л/ч	1000
Напор, м	20
Частота вращения ротора, мин$^{-1}$	40
Внутреннйй днаметр гнльзы статора, мм	162
Эксцентрнснтет, мм	12
Длина ротора, мм	130
Чнсло пластин, шт.	6
Мощность электродвигателя, кВт	2,8
Частота вращения электродвигателя, мин$^{-1}$	950

ВОДОКОЛЬЦЕВЫЕ НАСОСЫ

К ротационным насосам относятся и водокольцевые, очень простые по устройству. Эти иасосы в пищевой промышлеиности примеияются, главным образом, как вакуум-насосы, реже как воздуходувки с давлением до 0,15—0,17 МПа.

Принцип действия водокольцевого вакуум-насоса состоит в следующем (рис. 156, *а*). Ротор с несколькими лопастями вращается в кожухе, в котором находится некоторое количество жидкости (рис. 156, *а, I*).

Если ротор заставить вращаться с достаточио большой угловой скоростью, то под действием центробежных сил вокруг ротора у стеиок замкиутого кожуха образуется водяное кольцо и ряд одинаковых по объему иезаполненных жидкостью каиалов *1, 2, 3, 4, 5, 6,* разделеиных лопастями ротора (рис. 156, *а, II*).

При эксцеитричном расположеиии ротора по отиошению к кожуху (рис. 156, *а, III*) при вращении ротора каналы, разделеиные лопастями, уже не будут одинаковыми по объему. При вращении ротора по часовой стрелке объем каиалов *1, 2, 3* сначала увеличивается, а затем умеиьшается — *4, 5, 6*. Если в торцевой крышке кожуха сделать отверстня *А* и *В*, то через первое из них должио происходить всасывание воздуха вследствие уве-

личения объема каналов, а через второе — нагнетание воздуха вследствие уменьшения объема каналов.

При этом для разобщения области всасывания от области нагнетания насоса водяное кольцо должно в верхней части касаться поверхности ступицы ротора, а в нижней — лопасть насоса своим внешним концом (по вертикали) должна быть надежно погружена во внутренние слои водяного кольца. Для повышения

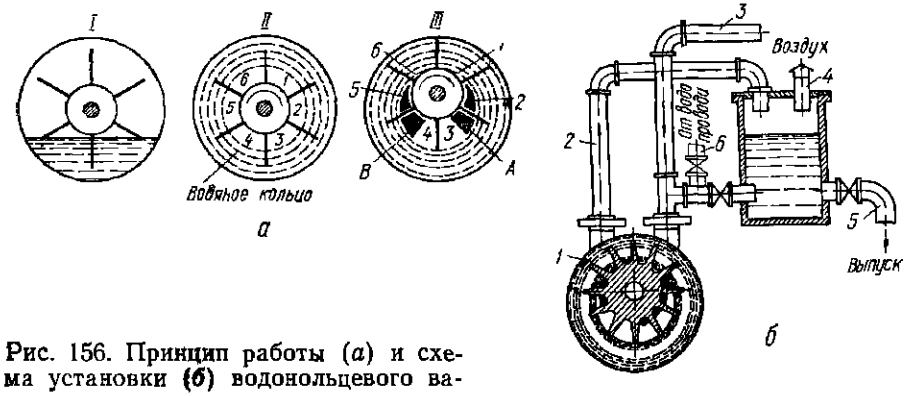


Рис. 156. Принцип работы (*а*) и схема установки (*б*) водокольцевого вакуум-насоса.

качества вакуум-насоса целесообразно всасывающее отверстие *А* выполнять бо́льших размеров, чем нагнетательное отверстие *В*.

Кроме этого, должны быть приняты меры к устранению неплотностей у торцевых стенок, так как малейшая неплотность отрицательно сказывается на работе насоса, снижает его КПД.

На рис. 156, *б* показана схема установки водокольцевого насоса. В установку входят: собственно насос *1* со всасывающим и нагнетательным патрубками; всасывающая труба *3*, соединяющая всасывающий патрубок насоса с емкостью, из которой отсасывается воздух; нагнетательная труба *2*, соединяющая нагнетательный патрубок насоса с верхней полостью приемного бака, в который выбрасывается из трубопровода *2* откачиваемый воздух и отработанная вода. Приемный бак снабжен выхлопным патрубком *4* для выпуска воздуха. Имеется также патрубок *6* для подвода свежей водопроводной воды и сливной патрубок *5* для выпуска воды из приемного бака.

Объемный КПД водокольцевых насосов при достаточном охлаждении довольно велик и достигает 70%, но общий КПД их мал и составляет 22—40%.

Тем не менее, водокольцевые насосы широко применяются в промышленности, так как они дают возможность обеспечить значительный вакуум до 96%, не требуя очистки поступающего в них воздуха, а также допускают попадание в насос жидкости вместе с засасываемым воздухом. Преимуществом водокольцевых насосов является и то, что ротор насоса может вращаться с

той же частотой вращения, что и электродвигатель, т. е. отпадает необходимость установки редуктора.

В пищевой промышленности применяются почти исключительно насосы типа ВВН (РМК) — ротационные мокровоздушные компрессоры (табл. 33), в качестве вакуум-насосов и ВК (ГРМК) в качестве газодувок и воздуходувок (табл. 34).

Таблица 33

Техническая характеристика водокольцевых вакуум-насосов

Типоразмер	Подача Q, м³/мин	Нормальный вакуум, %	Максимальный вакуум, %	Мощность двигателя N, кВт	Частота вращения n, мин$^{-1}$	Расход воды, л/мин
ВВН-3 (РМК-2)	0,1	90	92	10	1450	20
	0,6	80				
	1,4	60				
	1 9	40				
	3,6	0				
ВВН-12 (РМК-3)	1,0	90	96	30	980	60
	2,0	80				
	4,5	60				
	6,8	40				
	11,5	0				
РМК-4	2,0	90	96	75	720	100
	5,0	80				
	11,0	60				
	17,5	40				
	27,0	70				
ВВН-25	25,0	70	96	55	—	100
ВВН-50	50,0	70	95	100	490	—

Таблица 34

Техническая характеристика водокольцевых компрессоров (газ- и воздуходувок)

Типоразмер	Подача Q, м³/мин	Давление нагнетания, МПа (максимальное)	Мощность двигателя N, кВт	Частота вращения n, мин$^{-1}$
ВК-3 (ГРМК-2)	3,6	0,14	14	1450
ВК-12 (ГРМК-3)	11,5	0,21	40	980
ВК-12 (ГРМК-4)	27,0	0,21	75	720
ВК-25	25,0	0,15	75	—
ВК-50	50,0	0,15	200	—

СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

Принцип применения высоконапорной струи для подъема, перемещения и нагнетания различных материалов известен во многих отраслях промышленности.

Струйные аппараты широко применяются в случаях: откачки грязных вод из затопляемых шахт, подземных помещений и подвалов; производства земляных работ и разработок торфа спо-

собом гидромеханизации; траиспортировки кусковых материалов; подъема и транспортировки рыбы при разгрузке из орудий улова и корабельиых трюмов иа разгрузочиые причалы; смешения холодной и горячей воды теплофикациоиных сетей и подачи смеси в калориферы; нагнетання воды при питаиии паровых котлов; сжатия и последующего использования тепла низкого потенциала экстрапаров выпарных стаиций и др.

В иастоящее время предложеи ряд струйных аппаратов для высококачествеиной отмывки сахарной свеклы и других корнеклубнеплодов.

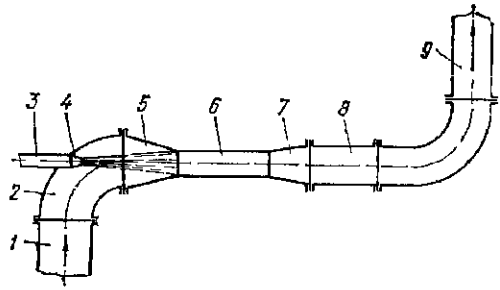


Рис. 157. Схема водоструйиого насоса.

Широкое применение струйиых аппаратов и особенно водоструйиых насосов объясняется, главиым образом, простотой их конструкции, отсутствием подвижиых частей. Для установки струйных аппаратов ие нужны громоздкие фундаменты, они могут устаиавливаться в самых неудобных местах.

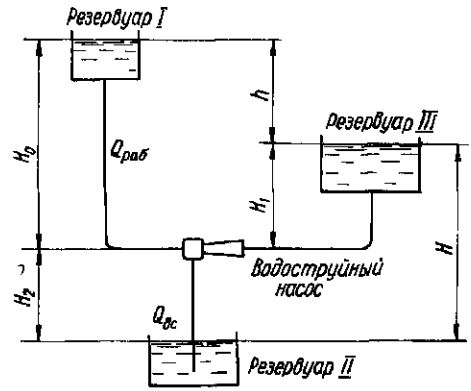
Принцип устройства водоструйного насоса простейшего типа заключается в следующем (рис. 157). Вода под давлением (рабочая вода) от иасоса, который может быть установлеи на значительном расстояиии от струйного аппарата, подается через трубопровод *3* к соплу *4*. Через это сопло вода с большой скоростью в виде мощиой струи попадает в комбинированиую смесительную камеру, которая состоит из колеиа *2*, конфузора *5* н цнлиидрической горловины *6*. Назначеиие смесительной камеры — смешеиие высоконапорной струи рабочей воды, обладающей большой скоростью, со всасываемым потоком, поступающим из приемника через трубу *1*.

Из цилиидрической горловиины *6* смесь рабочей и всасываемой воды поступает в диффузор *7*, а из него в иагнетательный трубопровод *8*.

Всасывание воды или какой-лнбо смеси с ней из приемника через трубу *1* водоструйиого иасоса происходит следующим образом. Струя высоконапорной воды, выходя из сопла, имеет большую скорость, т. е. обладает большой удельной кииетической энергией, которую она передает жидкости с малой скоростью, иаходящейся в смесительиой камере. Таким образом, струя рабочей воды увлекает за собой воду н воздух из смесительиой камеры, создает в ией разрежеиие, благодаря которому во всасывающую трубу поступает вода из приемиика, откуда ее надо откачать.

Приицип работы водоструйного насоса состоит в следующем. Насос рабочей воды подает воду под большим давлением, т. е. с большим запасом потенциальной энергии по трубопроводу *3*

к соплу *4*. При выходе из сопла *4* потенциальная энергия преобразуется в кииетическую эиергию выбрасываемой с большой скоростью струи. Кинетическая энергия струи в смесительной камере поглощается потоком всасываемой жидкости, обладающей малой скоростью. Предполагается, что к концу цилиндрической горловины *6* перед диффузором *7* происходит полиое смешение струи рабочей воды с потоком всасываемой воды и выравнивание скорости течеиия за счет снижеиия скорости частиц рабочей воды и увеличения скорости частиц всасываемой воды.



Рнс. 158. Схема установки водоструйного насоса.

При достаточном запасе энергии рабочей воды в конце смесительной камеры создается избыточное давлеиие, необходимое для дальнейшей транспортировки смешанного потока воды по трубе *8* и ее подъема по трубе *9*. Преобразоваиию кинетической энергии смешанного потока в потенциальную эиергию давления способствует диффузор *7*.

Как установлено теорией [13, 30] и практикой эксплуатации водоструйиых насосов, гидравлические процессы, происходящие в водоструйных аппаратах, связаны со зиачительиыми потерями энергии. Поэтому КПД струйных аппаратов невелик — порядка 0,15—0,3.

Рассмотрим схему устаиовки водоструйиого насоса (рис. 158). Напор, создаваемый насосом рабочей воды перед соплом H_0, а также иапор, создаваемый водоструйным насосом H_1, соответствуют уровиям жидкости в резервуарах *I* и *III*.

Обозначим через $Q_{вс}$ — количество всасываемой и поднимаемой струйным насосом воды; $Q_{раб}$ — количество рабочей воды, подводимой к соплу водоструйного иасоса; $q = \dfrac{Q_{вс}}{Q_{раб}}$ — коэффициент подсасываиия.

Очевидио, что $H = H_2 + H_1$ — полная высота подъема всасываемой воды, а $h = H_0 - H_1$ — рабочий иапор, затрачиваемый струйным аппаратом.

Коэффициент полезиого действия струйного аппарата η можно определить как отиошеиие полезиой мощности $N_{пол}$, создаваемой насосом, к мощности $N_{затр}$, затрачиваемой насосом.

Водоструйный насос поднимает количество всасываемой воды $Q_{вс}$ на высоту $H_2 + H_1$. Следовательно, полезная мощиость насоса определяется величиной

$$N_{пол} = Q_{вс} \rho g (H_2 + H_1) = \rho g Q_{вс} H.$$

При этом затрачиваемая мощиость

$$N_{\text{затр}} = Q_{\text{раб}} \rho g (H_0 - H_1) = \rho g Q_{\text{раб}} h.$$

Поэтому

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{Q_{\text{вс}} H}{Q_{\text{раб}} h} = q \frac{H}{h}. \qquad (16.4)$$

Как видно из полученного выражеиия, КПД струйного аппарата зависит от относительных количеств подымаемой воды q, а также от отиосительной высоты подъема H/h.

Установлеио, что напор, развиваемый водоструйиым насосом, тем больше, чем больше скорость истечеиия рабочей воды из сопла и чем меньше отношеиие сечений горловииы $F_{\text{гор}}$ и сопла $F_{\text{соп}}$. КПД струйных иасосов с увеличеиием размеров при прочих равных условиях увеличивается. Наиболее часто примеияются водоструйные иасосы с отношеиием $m = \frac{F_{\text{гор}}}{F_{\text{соп}}} = 4—10$.

В. И. Турк [30] приводит значения отношений $F_{\text{гор}}/F_{\text{соп}}$ H/H_0 и $Q_{\text{вс}}/Q_{\text{раб}}$, отвечающие иаивыгодиейшим условиям работы водоструйных насосов (табл. 35).

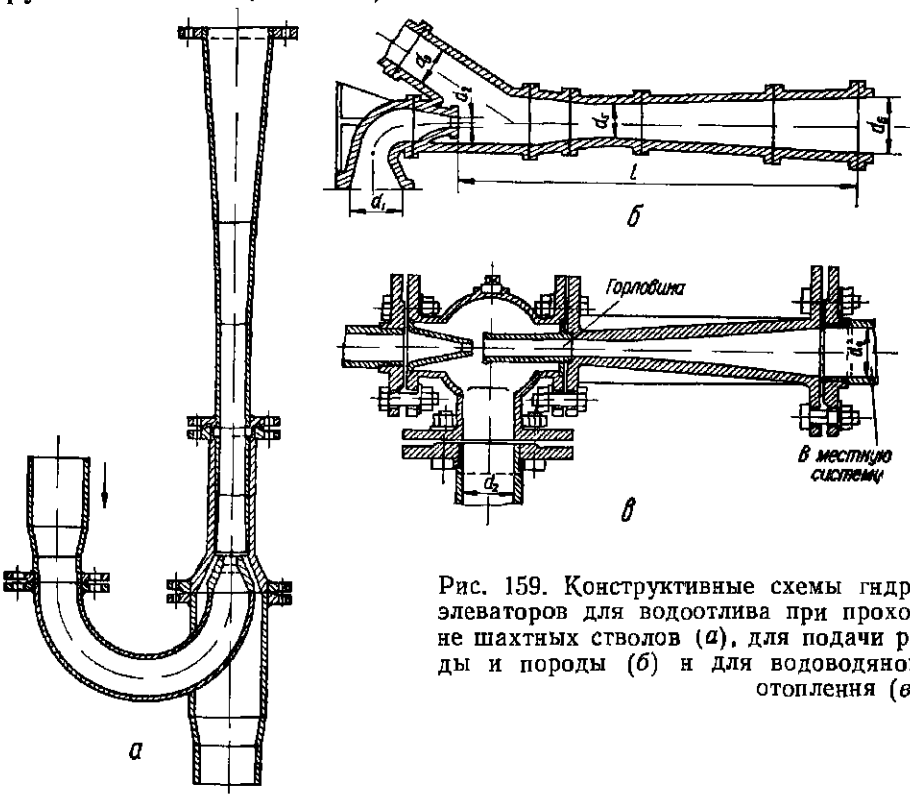


Рис. 159. Конструктивные схемы гидроэлеваторов для водоотлива при проходне шахтных стволов (*а*), для подачи руды и породы (*б*) и для водоводяного отопленнн (*в*).

Струйиые аппараты, предиазиачеиные для подъема жидкости или жидких смесей, иазываются гидроэлеваторами. Несколько промышлеиных коиструкций гидроэлеваторов показано на рис. 159, *а, б, в*.

Таблица 35

Оптимальные соотношения параметров водоструйимх насосов

$\frac{F_{гор}}{F_{соп}}$	$\frac{H}{H_0}$	$\frac{Q_{вс}}{Q_{раб}}$	η	$\frac{F_{гор}}{F_{соп}}$	$\frac{H}{H_0}$	$\frac{Q_{вс}}{Q_{раб}}$	η
4	0,225	1,0	0,22	8	0,120	1,75	0,21
5	0,185	1,2	0,22	9	0,110	1,82	0,20
6	0,150	1,37	0,21	10	0,100	2,00	0,20
7	0,125	1,62	0,21				

ВОЗДУШНО-ВОДЯНЫЕ ПОДЪЕМНИКИ (МАМУТ-НАСОСЫ)

Действие воздушно-водяных подъемников осиоваио на создании разиости плотностей жидкости или жидких смесей в двух сообщающихся сосудах [10, 30].

Подъемник представляет собой U-образную трубу, одно из колен которой почти в два раза длииие другого (рис. 160). Труба состоит из трех частей: всасывающей *1*, опорной *5* и иагнетательиой *2*. В нижней части трубы моитируется кольцевая коробка *4*, охватывающая трубу. В этой части трубы сделаны прорези для поступления воздуха под давлеиием внутрь трубы. К кольцевой коробке сжатый воздух от компрессора подводится через патрубок *3*.

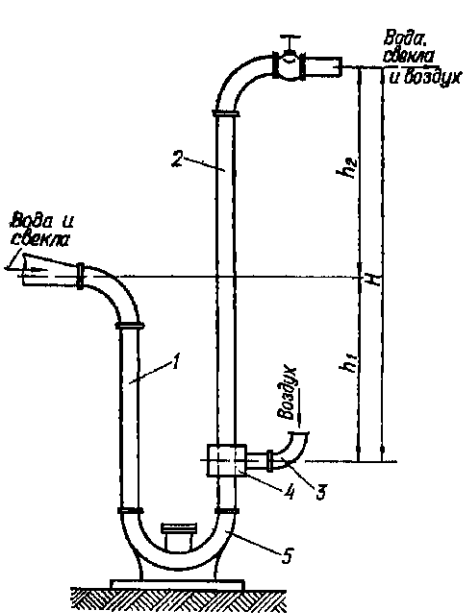


Рис 160 Схема воздушио-водяного подъемника (мамут-насоса).

Всю коиструкцию помещают в специально сооружаемую бетониую шахту такой глубиины, чтобы открытый конец всасывающего колена трубы *1* был сопряжен с виутренней поверхиостью гидравлического траиспортера, доставляющего свекло-водяиую смесь к мамут-насосу.

Верхний конец выбрасывающего колена подводится к иаклонному решетчатому желобу, по которому свекла, освобожденная от воды, направляется в моечный аппарат. Всасывающая и выбрасывающая трубы — стальные свариые. Опориая часть *5* отливается из чугуна.

Работа подъемиика заключается в следующем. Смесь воды из гидротраиспортера поступает в более короткое всасывающее

колено насоса и подиимается по закону сообщающихся сосудов в выбрасывающем длиином колеие до того же уровия. Так как синзу выбрасывающего колена подается компрессором сжатый воздух, то плотность смеси свеклы, воды и воздуха в этой трубе становится меиьше, чем во всасывающем колеие. Поэтому уровень смеси в выбрасывающей части мамут-насоса поднимается в соответствии с уменьшением плотности смеси.

Как известно, уровии жидкости h_1 и H в сообщающихся сосудах установятся обратно пропорционально плотностям ρ_1 и ρ_2.

$$\frac{H}{h_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2}. \qquad (16.5)$$

На работу подъемиика, кроме указаиного статического эффекта, оказывает влияние также динамический эффект. При подъеме пузырьков воздуха вверх давление в них падает и при выходе достигает атмосферного. Поэтому объем пузырьков увеличивается. Расширяясь, они действуют выталкивающе, как поршни, и этим способствуют подъему свекло-водяиой смеси в выбрасывающем колеие подъемиика.

Мамут-насосом можно подавать свекло-водяную или другую жидкую смесь иа значительиую высоту. Существеиным препятствием является лишь иеобходимость углублять шахту иа глубину, равную примерно высоте подъема h_2. Иначе смесь может вырываться через короткое всасывающее колено.

Рассмотрим работу подъемиика свекло-водяиой смеси.

Подъем свеклы или других корнеклубнеплодов при помощи мамут-иасосов имеет следующие преимущества: простота устройства, отсутствие подвижных частей, попутиая хорошая отмывка перемещаемого материала, так как корни свеклы, клубни картофеля и др. иаходятся в быстром движеиии и взаимном трении.

Недостатком примеиения мамут-иасосов является необходимость значительного заглублеиия и сооружеиия компрессорной стаиции сжатого воздуха.

Подачу подъемиика рассчитывают, исходя из скорости смеси во всасывающем колене $v=1$ м/с. Расход Q свекло-водяной смеси в единицу времени определяют по формуле

$$Q = \frac{q(1+m)}{1000}, \qquad (16.6)$$

где q — количество свеклы, подаваемой иасосом в единицу времеии;

m — коэффициеит кратности, показывающий, во сколько раз больше в смеси содержится воды по сравнеиию со свеклой. Величина m по нормативам промышленности составляет $m=5{,}5$—$6{,}5$ и даже более при сильной загрязненности свеклы.

С другой стороны,

$$Q = v\frac{\pi D^2}{4},$$

где D — диаметр всасывающей трубы подъемника.

Глубина погружения подъемиика в колодец h_1 выражается обычно в процентах от общего подъема H:

$$\varepsilon = \frac{h_1}{H} 100. \tag{16.7}$$

Эта величина для оптимальных условий составляет 50—60%. Если задан действительный подъем h_2, то $h_1+h_2=H$. Подставляя это зиачеиие в формулу (16.7) и определяя из нее h_1, получим

$$h_1 = \frac{\varepsilon h_2}{100-\varepsilon}. \tag{16.8}$$

Объемиый КПД подъемника определяют по эмпирической формуле в зависимости от глубины погружеиия ε и высоты подъема H, считая от воздушной коробки

$$\eta_0 = \frac{134\varepsilon - 0{,}68\varepsilon^2}{10\,000 + 75H}. \tag{16.9}$$

Секундиый расход воздуха при атмосферном давлении определяют по формуле, известной из теории воздушных подъемников:

$$V_1 = \frac{h_1 Q}{21\eta_0 \lg \dfrac{10 + h_1}{10}}. \tag{16.10}$$

Абсолютное давление в компрессоре при иагнетании с учетом сопротивлений в воздухопроводе можно прииять, МПа:

$$p_к = \left(\frac{10 + h_1}{10} + 0{,}2\right) 0{,}1. \tag{16.11}$$

Необходимая затрата мощиости на компрессор, кВт

$$N = \frac{98\,100 \cdot 2{,}303 V_1}{1000\eta_{из}} \cdot \lg \frac{p_к}{p_в}, \tag{16.12}$$

где $\eta_{из}$ — изотермический КПД компрессора, который может быть принят 0,6.

КПД всей установки

$$\eta = \frac{1000 Q \cdot h_2}{102N}.$$

Пример. Рассчитать мамут-иасос для сахариого завода производительностью 3000 т свеклы в сутки при высоте подъема $h_2=10$ м.

Прииимаем количество транспортной воды 700% по весу свеклы ($m=7$). Колнчество свеклы, перерабатываемой в единицу времени,

$$q = \frac{3000 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} \text{ кг/с} = 34{,}6 \text{ кг/с}.$$

Расход свекло-водяной смесн в единицу времени

$$Q = \frac{34{,}6\,(1 + 7)}{1000} \text{ м}^3\text{/с} = 0{,}278 \text{ м}^3\text{/с}.$$

Глубина погружения подъемника принимается $\varepsilon=55\%$, тогда заглубление насоса до воздушной коробки

$$h_1 = \frac{55 \cdot 10}{100 - 55} \text{ м} = 12{,}2 \text{ м}.$$

Общий подъем, считая от воздушной коробки,

$$H = h_1 + h_2 = 12{,}2 \text{ м} + 10 \text{ м} = 22{,}2 \text{ м}.$$

Объемный КПД

$$\eta_0 = \frac{134 \cdot 55 - 0{,}68\ 55^2}{10\,000 + 75 \cdot 22{,}2} = 0{,}455.$$

Расход воздуха на подъемник в единицу времени при атмосферном давлении

$$V_1 = \frac{12{,}2\ 0{,}278}{21 \cdot 0{,}455 \cdot \lg \dfrac{22{,}2}{10}} \approx 1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Давление на компрессоре

$$p_к = 0{,}1 \left(\frac{10 + 12{,}2}{10} + 0{,}2 \right) = 0{,}24 \text{ МПа}.$$

Абсолютное давление при всасывании

$$p_в = 0{,}09 \text{ МПа}.$$

Потребная мощность на компрессор

$$N = \frac{98100 \cdot 2{,}303 \cdot 1}{1000 \cdot 0{,}6} \lg \frac{0{,}24}{0{,}09} \text{ кВт} = 167 \text{ кВт}.$$

КПД всей установки

$$\eta = \frac{1000 \cdot 0{,}278 \cdot 10}{102 \cdot 167} = 0{,}163.$$

Для определения диаметра трубы подъемника пользуются зависимостью

$$Q = v \frac{\pi D^2}{4},$$

где D — диаметр трубы подъемника, а v — скорость смеси, равная $v=1$ м/с. Следовательно,

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}278}{3{,}14\ 1}} \text{ м} = 0{,}595 \text{ м}$$

Глава семнадцатая

КОМПРЕССОРЫ

Компрессорами называются нагнетатели, служащие для подачи сжатого воздуха или газа под избыточным давлением более 0,2—0,3 МПа. Повышенная степень сжатия в компрессорах обусловливает изменение термодинамических условий состояния воздуха или газов.

По конструктивным особенностям и принципу действия (схема 4) компрессоры, применяемые в пищевой промышленности,

Схема 4

Классификация компрессоров



подразделяются на *поршневые* и *центробежные*. Применяются также ротационные компрессоры, которые конструктивно и по способу привода сходны с центробежными машинами, однако по принципу действия (вытеснение) они относятся к поршневым машинам.

Области применения поршневых и центробежных компрессоров различны и соответствуют особенностям этих машин. Так, поршневые компрессоры, воздействующие с помощью поршня на определенный замкнутый объем воздуха в цилиндре в период нагнетания, могут создавать значительную степень сжатия p_2/p_1 при относительно ограниченной подаче воздуха или газа. Поршневые компрессоры обладают высоким коэффициентом полезного действия и применение их наиболее целесообразно при давлениях более 1 МПа и при малых подачах (не более 100—150 м³/мин).

Центробежные компрессоры (турбокомпрессоры) конструктивно и по принципу действия сходны с многоступенчатыми центробежными насосами. Отличие заключается в том, что рабочим телом является сжимаемый газ и поэтому имеют место

тепловые процессы. Использование центробежных компрессоров наиболее целесообразно при подаче больших количеств воздуха (не менее 50 м³/мин) при сравнительно невысоком давлении (0,7—0,8 МПа).

У каждого из типов компрессорных машин имеются свои преимущества и недостатки, которые должны быть учтены при выборе установки в каждом конкретном случае.

Центробежные машины имеют ряд существенных преимуществ перед поршневыми. У центробежных машин отсутствуют быстро изнашивающиеся части — поршни, клапаны и т. д. Они не требуют внутренней смазки и поэтому не загрязняют сжатый воздух или газ, что очень важно в пищевых производствах. Благодаря большой частоте вращения роторов центробежных компрессоров их можно непосредственно соединять с электродвигателями или паровыми турбинами.

Установки с турбокомпрессорами более компактны — они имеют меньший вес, занимают меньшую производственную площадь. Так как воздух или газ проходит равномерно через компрессор в одном направлении, отпадает необходимость установки ресиверов между отдельными ступенями. При работе турбокомпрессоров не возникают инерционные усилия, а поэтому их фундаменты легче, чем фундаменты поршневых компрессоров.

Существенным недостатком турбокомпрессоров является их меньший КПД и невозможность получения высоких давлений при относительно малых подачах.

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Принцип действия поршневого компрессора такой же, как и поршневого насоса. Отличием является только то, что поршень насоса выталкивает жидкость в течение всего нагнетательного хода, а компрессор выталкивает воздух или газ лишь после того, как давление в цилиндре компрессора превысит давление в нагнетательной линии.

В зависимости от способа действия поршневые компрессоры бывают простого и двойного действия. По расположению цилиндров подразделяются на горизонтальные, вертикальные и с наклонными цилиндрами; по числу ступеней сжатия подразделяются на одно-, двух- и многоступенчатые, а по способу охлаждения — с воздушным (небольшие компрессоры) и водяным охлаждением.

По своему назначению различают компрессоры воздушные, кислородные, аммиачные, углекислотные и др. В пищевых предприятиях применяются стационарные и передвижные компрессоры.

Для анализа процессов, происходящих при работе компрессора, рассмотрим теоретический рабочий процесс. Теоретическим этот процесс называется потому, что при его изучении не учитывают целый ряд факторов, сопутствующих действительному рабочему процессу. Так, например, не учитывают гидравлическое и механическое сопротивление клапанов, трения поршня в цилиндре. Полагают, что в газосборнике на нагнетании поддерживается постоянное давление, а поэтому принимают, что нагнетание происходит при постоянном давлении. Также принимают, что давление и температура всасываемого воздуха или газа в процессе работы не меняются. Считают, что после нагнетательного хода поршня в цилиндре не остается воздуха или газа. Обычно предполагают, что процесс сжатия происходит без теплообмена с внешней средой, т. е. без охлаждения, следовательно, температура воздуха или газа повышается.

Теоретический рабочий процесс рассмотрим на примере поршневого компрессора двойного действия (рис. 161). Проведем анализ диаграммы для левой полости цилиндра.

При движении поршня вправо из крайнего левого положения *1* всасывающий клапан k_1 открыт и воздух всасывается в цилиндр. Давление на протяжении всего хода всасывания *1—2* постоянно и равно атмосферному. Поэтому линия всасывания *1—2* параллельна оси абсцисс.

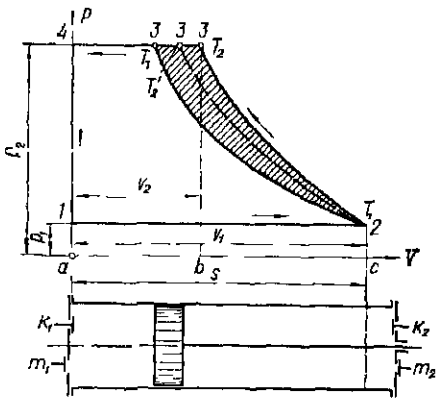


Рис. 161. Индикаторная диаграмма адиабатического, политропического и изотермического процессов сжатия для поршневого компрессора

При ходе поршня от крайнего правого положения *2* влево всасывающий клапан k_1 закрывается и газ, замкнутый в левой полости цилиндра сжимается. Изменение давления в цилиндре при сжатии газа происходит в зависимости от термодинамических условий сжатия. Если процесс сжатия происходит без теплообмена с внешней средой, т. е. без охлаждения, то температура газа или воздуха повысится от температуры T_1 в точке *2* до температуры T_2 в точке *3*. В этом случае изменение давления газа при сжатии на диаграмме представится в виде адиабаты — кривой *2—3*.

При достижении давления p_2, равного давлению газа в нагнетательном сборнике, открывается нагнетательный клапан m_1, и газ будет выталкиваться из цилиндра при постоянном давлении p_2. Линия *3—4* на диаграмме, параллельная оси абсцисс, называется линией нагнетания. По окончании нагнетания, если при-

иять полное опорожнение цилнидра от газа, начнется снова всасывание. При этом должно произойти мгновенное падение давления от p_2 до p_1 по линии *4—1* иа диаграмме,

Положеиия поршня, соответствующие точкам *1* и *2* иа диаграмме, иазываются крайиими или мертвыми, так как скорость поршня в этих точках равна нулю.

Если построить индикаторную диаграмму давления для правой полости цилиндра компрессора двойиого действия, то получится такая же днаграмма, как н для левой полости, повернутая на 180° отиосительио осн ординат.

Площадь индикаторной диаграммы *1—2—3—4—1* (рис. 161) представляет собой работу, затраченную компрессором иа один цикл, т. е. на всасывание, сжатие и нагиетание (выталкивание) газа поршнем в левой полости цилиидра компрессора в условиях адиабатического процесса.

Указаниую площадь (*1—2—3—4—1*), эквивалеитиую работе компрессора, можио выразить по элементам так:

$$L = \text{пл.}\,(b-c-2-3) + \text{пл.}\,(b-3-4-a) - \\ - \text{пл.}\,(1-2-c-a). \qquad (17.1)$$

Для того чтобы определнть работу, затраченную компрессором в условиях адиабатического процесса в теченне одного цикла, иеобходимо воспользоваться некоторыми зависимостями из термодииамикн, а именно:

уравиением состояния газа

$$pv = RT, \qquad (17.2)$$

уравнеиием адиабатического процесса

$$pv^k = \text{const}, \qquad (17.3)$$

где

$$k = \frac{c_p}{c_v} - \qquad (17.4)$$

показатель адиабаты, уравнениями работы сжатия в адиабатическом процессе

$$L_{\text{сж ад}} = \frac{c_v}{A}(T_2 - T_1) \qquad (17.5)$$

и теплоемкостн при постоянном объеме

$$c_v = \frac{AR}{k-1}, \qquad (17.6)$$

а также отношением абсолютиых температур

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (17.7)$$

В этих формулах приняты обозначения:

p, p_1, p_2 — абсолютные давления газа соответственно для абсолютных температур T, T_1 и T_2 при удельном объеме v, v_1 и v_2;

A — механический эквивалент тепла ($A=4180$ Дж);
R — газовая постоянная;
c_p — теплоемкость газа при постоянном давленин

Пользуясь приведенными термодиинамическими характеристиками, выразим работу компрессора за одии цикл при адиабатическом процессе в соответствии с формулой (17.1), счнтая работу, совершаемую поршнем при сжатии газа, положительной, а при расширении — отрицательной:

$$L_{ад} = \frac{c_v}{A}(T_2 - T_1) + p_2v_2 - p_1v_1. \qquad (17.8)$$

В этой формуле первое слагаемое $\frac{c_v}{A}(T_2—T_1)$ выражает работу адиабатического сжатия, которой эквивалентна площадь ($b—c—2—3$) диаграммы. Второе слагаемое p_2v_2 выражает работу нагнетаиия, которой эквивалентна площадь ($b—3—4—a$). Третье слагаемое — p_1v_1 выражает работу всасываиия, которой эквивалентна площадь ($1—2—c—a$).

Учитывая, что

$$p_2v_2 \neq p_1v_1;\ \ p_1v_1 = RT_1;\ \ p_2v_2 = RT_2,$$

уравнение (17.8) может быть запнсаио в виде

$$L_{ад} = \frac{c_v}{A}(T_2 - T_1) + RT_2 - RT_1 = \left(\frac{c_v}{A} + R\right)(T_2 - T_1).$$

Если в получеиную зависимость подставить значение c_v из формулы (17.6), получим

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1}RT_1\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$$

и, наконец, иа осиоваиии формул (17 2) и (17.7) находим

$$L_{ад} = \frac{k}{k-1}p_1v_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (17.9)$$

Как известно для политропического процесса

$$pv^n = \text{const}, \qquad (17.10)$$

где

$$1 < n < k.$$

Поэтому, если сжатие в поршневом компрессоре происходит по политропе $2—3'$, то площадь полнтропнческого сжатия $b—c—2—3'$ на диаграмме эквивалеитна работе политропического сжатня:

$$L_{сж\ пол} = \frac{c_v}{A}(T_2' - T_1), \text{ где } T_2' < T_2.$$

При политропическом процессе сжатия, пользуясь теми же рассуждениями, можно определить работу компрессора за один цикл по аналогии с формулой (17.9):

$$L_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \qquad (17.11)$$

При изотермическом сжатии:

$$T_2 = T_1 \quad \text{и} \quad p_2 v_2 = p_1 v_1.$$

Работа изотермического сжатия, которой на диаграмме эквивалентна площадь *b—c—2—3″*, как известно из термодинамики определяется величиной

$$L_{\text{сж из}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Следовательно, работа всего изотермического цикла компрессора определится выражением

$$L_{\text{из}} = \text{пл.}(b - c - 2 - 3'') + \text{пл.}(3'' - 4 - a - b) -$$

$$- \text{пл.}(1 - 2 - c - a) = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} + p_2 v_2 - p_1 v_1;$$

но так как $p_1 v_1 = p_2 v_2$, то:

$$L_{\text{из}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 2{,}303 p_1 v_1 \lg \frac{p_2}{p_1}. \qquad (17.12)$$

Как видно из *pv* — диаграммы поршневого компрессора наибольшая работа затрачивается в случае адиабатического процесса сжатия, т. е. когда в процессе сжатия тепло от компрессора не отводится. Этому случаю на графике соответствует наиболее крутая кривая адиабатического сжатия *2—3* и, следовательно, наибольшая площадь диаграммы процесса — площадь *(1—2—3—4—1)*.

Если процесс сжатия происходит при полном отводе тепла, то температура газа при сжатии не повышается ($T_2 = T_1$). Процесс происходит изотермически и описывается на графике наиболее пологой кривой — изотермой *2—3″*. Этому случаю соответствует наименьшая площадь диаграммы процесса — площадь *(1—2—3″—4—1)*.

Итак, наибольшая работа затрачивается компрессором при адиабатическом сжатии газа, когда тепло, выделяющееся при сжатии газа, не отводится. Наименьшая работа затрачивается компрессором при изотермическом процессе сжатия, когда тепло, выделяющееся при сжатии, полностью отводится от компрессора системой охлаждения. Экономия в работе компрессора при переходе процесса адиабатического сжатия к изотермическому характеризуется площадью *(2—3—3″—2)*.

Практически тепло отводится от компрессора при помощи охлаждающей воды, циркулирующей в водяной рубашке цилинд-

ра, н процесс сжатия происходнт по некоторой политропе, приближающейся к изотерме, так как показатель политропы уменьшается до $n=1{,}25—1{,}2$.

Дальиейшее приближение к изотермическому процессу оказывается невозможным из-за ограниченной поверхности цилнндра компрессора в пределах целесообразиого расхода охлаждающей воды. Обычно принимается разность между температурой выходящей и входящей воды 5—10° С. Если разность температур оказывается более высокой, то увеличивают прнток охлаждающей воды.

Следует отметить, что охлаждение цилиидра не только уменьшает расход мощиости, ио и улучшает условия его эксплуатацин, так как при более низкой температуре смазка ие выгорает и создаются более благоприятные условия для работы поршня, цилиидра н других элементов установки.

Для сопоставлеиия энергии, затрачиваемой компрессором иа сжатие газа в трех процессах: изотермнческом, политропическом выходящей и входящей воды 5—10° С. Если разность температур газа после сжатия рассмотрим пример, составленный Г. М. Зиаменским [9].

Пример. Определить работу сжатия 1 кг воздуха при нзмеиении давления от $p_1=0{,}1$ МПа до давления $p_2=1{,}0$ МПа в трех процессах: изотермнческом, политропическом ($n=1{,}25$) н адиабатическом. Кроме того, иеобходимо выяснинть конечиые температуры, если иачальная температура $t_1=20°$ С.

Известно, что при $t_1=20°$ С плотность воздуха $\rho=1{,}186$ кг/м³. Поэтому объем 1 кг воздуха при $t_1=20°$ С равеи

$$v=\frac{1}{1{,}186}\ \text{м}^3/\text{кг}=0{,}843\ \text{м}^3/\text{кг}.$$

Прн изотермическом сжатии

$$L_{\text{из}}=98100\cdot 0{,}843\ln\frac{1{,}0}{0{,}1}\ \text{Дж}=0{,}191\ \text{МДж}.$$

Коиечная температура в этом случае такая же, как и начальнан:

$$t_2=t_1=20°\text{C}.$$

При политропнческом сжатни

$$L_{\text{пол}}=\frac{1{,}25}{1{,}25-1}\ 98100\cdot 0{,}843\left[\left(\frac{1{,}0}{0{,}1}\right)^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}}-1\right]=0{,}244\ \text{МДж}.$$

Конечиая температура

$$T_2=(273+20)\left(\frac{1{,}0}{0{,}1}\right)^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}}=465\text{К};\quad t_2=192°\text{C}.$$

Прн аднабатическом сжатии

$$L_{\text{ад}}=\frac{1{,}405}{1{,}405-1}\ 98100\cdot 0{,}843\left[\left(\frac{1{,}0}{0{,}1}\right)^{\frac{1{,}405-1}{1{,}405}}-1\right]=0{,}272\ \text{МДж}.$$

Конечная температура

$$T_2 = (273 + 20)\left(\frac{1,0}{0,1}\right)^{\frac{1,405-1}{1,405}} = 570\text{К}; \quad t_2 = 297^\circ\text{С}.$$

РАСХОД МОЩНОСТИ И КПД КОМПРЕССОРА

Расход мощности на валу компрессора при изотермическом процессе может быть определен в виде

$$N = \frac{N_{из}}{\eta_{из}},$$

где

$$N_{из} = 10^{-3} L_{из}.$$

С учетом формулы (17.12) расход мощности на валу компрессора при изотермическом процессе можно представить выражением

$$N = \frac{L_{из}}{1000 \cdot \eta_{из}} = \frac{p_1 v_1 \ln p_2/p_1}{1000 \cdot \eta_{из}}, \qquad (17.13)$$

где v_1 — объем газа, всасываемого компрессором в единицу времени.

Если известно, что сжатие газа в компрессоре происходит по политропе и известен показатель политропы n, то при определении расхода мощности на валу N можно исходить из следующих соображений. Работа на валу компрессора отличается от работы политропического процесса на величину механических потерь и может быть определена с учетом формулы (17.11) как

$$L = \frac{L_{пол}}{\eta_{мех}}.$$

Следовательно,

$$N = \frac{L}{1000} = \frac{L_{пол}}{1000\eta_{мех}} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_1 v_1}{1000\eta_{мех}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]. \qquad (17.14)$$

Обычно КПД компрессоров, которые наиболее часто применяются на практике, находятся в пределах $\eta_{из}=0,55—0,75$; $\eta_{мех}=0,8—0,9$.

Можно показать, что расход мощности компрессора с отводом тепла при политропическом сжатии газа практически может приближаться к расходу мощности, соответствующему изотермическому процессу.

Пример. Пусть газовый насос сахарного завода всасывает $v_1=1$ м^3/с сатурационного газа при давлении $p_1=0,08$ МПа и сжимает его до $p_2=0,16$ МПа. Определим расход мощности на насос, если $\eta_{из}=0,75$, $\eta_{мех}=0,8$ и $n=1,3$.

Если исходить из изотермического процесса, то

$$N = \frac{80\,000 \cdot 1 \cdot 2,303}{1000 \cdot 0,75} \lg \frac{0,16}{0,08} = 72,2 \text{ кВт}.$$

Если исходить из политропического процесса, то

$$N = \frac{1{,}3}{1{,}3-1} \cdot \frac{80\,000}{1000 \cdot 0{,}8} \left[\left(\frac{0{,}16}{0{,}08} \right)^{\frac{1{,}3-1}{1{,}3}} - 1 \right] = 72{,}2 \text{ кВт}.$$

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС В ОДНОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

Действительный рабочий процесс в компрессоре и действительная индикаторная диаграмма отличаются от теоретического процесса и диаграммы (рис. 161) по ряду причин. Эти причины перечислены при рассмотрении термодинамических основ работы компрессора и определении теоретического процесса. Отличительной чертой теоретического процесса является предположение, что после нагнетательного хода поршня в цилиндре не остается газа.

В действительности в пространстве между поршнем и крышкой цилиндра, включая каналы до плоскости клапанов, остается газ или воздух в то время, когда поршень достигает своего крайнего положения. Это положение называют мертвым, а объем пространства, в котором задерживается газ, называется вредным пространством. Объем вредного пространства может быть измерен количеством залитой в него воды, так как непосредственное определение вредного пространства оказывается затруднительным из-за сложности каналов. Обычно объем вредного пространства составляет от 2 до 7% рабочего объема цилиндра V_1.

Рассмотрим диаграмму действительной работы компрессора. Обозначим объем вредного пространства (рис. 162) через V_0.

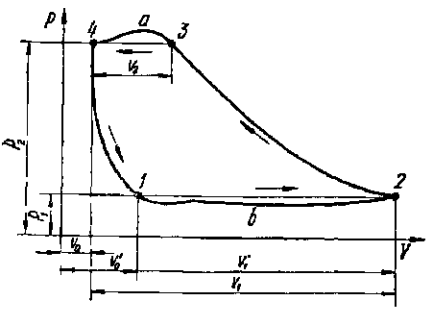


Рис. 162. Диаграмма действительной работы компрессора.

Вследствие того, что во вредном пространстве газ оказывается сжатым до давления p_2, всасывание его в цилиндр начнется не тогда, когда поршень сдвинется с мертвой точки, а только после того, когда газ расширится в цилиндре, заняв объем V_0', и давление его снизится до p_1. Только после этого в точке 1 начнется всасывание.

Отсюда видно, что вредное пространство отрицательно сказывается на подаче компрессора, так как фактически засасываемый объем V_1' газа не менее объема V_1. Отношение

$$\lambda_0 = \frac{V_1'}{V_1} \qquad (17.15)$$

называют объемным коэффициентом полезного действия компрессора.

Так как $V_1 = Fs$, а $V_1' = Fs_1$, то объемный КПД можно представить как

$$\lambda_0 = \frac{s_1}{s}, \tag{17.16}$$

где s_1 — часть хода поршня, на протяжении которой происходит всасывание газа.

Объем вредного пространства V_0 можно выразить в долях хода поршня, приняв условный ход поршня, соответствующий вредному пространству

$$s_0 = \frac{V_0}{F}. \tag{17.17}$$

Тогда относительное значение вредного пространства в долях хода поршня определится отношением

$$E = \frac{s_0}{s}. \tag{17.18}$$

Объемный КПД λ_0, который, в конечном итоге, характеризует собой влияние вредного пространства на подачу компрессора, определяется из таких соображений.

Объем сжатого газа во вредном пространстве

$$V_0 = Fs_0.$$

Объем этого же газа при расширении до давления p_1

$$V_0' = Fs + Fs_0 - Fs_1 = F(s + s_0 - s_1).$$

Отношение объемов

$$\frac{V_0'}{V_0} = \frac{s + s_0 - s_1}{s_0}.$$

Умножив обе части этого равенства на $E = \frac{s_0}{s}$ и произведя необходимые преобразования, получаем

$$E\frac{V_0'}{V_0} = 1 + E - \lambda_0$$

или

$$\lambda_0 = 1 - E\left(\frac{V_0'}{V_0} - 1\right).$$

При изотермическом процессе $\frac{V_0'}{V_0} = \frac{p_2}{p_1}$, а потому

$$\lambda_0 = 1 - E\left(\frac{p_2}{p_1} - 1\right). \tag{17.19}$$

В общем случае при политропическом процессе

$$\lambda_0 = 1 - E\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1\right]. \qquad (17.20)$$

Из этих зависимостей видно, что объемный КПД компрессора тем меньше, чем больше вредное пространство E и степень сжатия p_2/p_1.

Следует заметить, что вредное пространство можно считать действительно вредным только с точки зрения снижения подачи компрессора.

С точки зрения энергетической оно не является вредным, так как энергия, затрачиваемая на сжатие газа во вредном пространстве, почти вся возвращается при его расширении в течение всасывающего хода поршня.

В связи с тем, что в реальном компрессоре подъем клапанов и движение газа в соединительных каналах связано с преодолением соответствующих гидравлических сопротивлений, фактическое давление газа при всасывании снижается до давления меньшего, чем p_1, а при нагнетании давление повышается больше, чем до p_2. Поэтому фактически линия всасывания *1—b—2* проходит ниже линии атмосферного давления *1—2*, а линия нагнетания *3—a—4* проходит выше линии *3—4* конечного сжатия газа.

При неправильной работе компрессора происходит искажение его нормальной индикаторной диаграммы. Определение дефекта в работе компрессора производится путем сравнения полученной диаграммы с нормальной.

Действительный рабочий процесс на всасывании компрессора связан не только с преодолением гидравлических сопротивлений, но и с утечкой и нагревом газа при его движении через всасывающие клапаны. Вследствие этого действительная степень наполнения λ цилиндра компрессора меньше его объемного КПД λ_0.

Отношение объема газа, поданного компрессором и приведенного к начальным условиям, к объему, описанному поршнем, называется степенью наполнения λ, которая обычно составляет 92—98% объемного КПД. Часто принимают $\lambda = \lambda_0 - 0{,}04$.

Из всего сказанного выше следует, что подача компрессора, отнесенная к условиям всасывания, определяется по зависимостям, аналогичным тем, которые применяются для определения подачи поршневых насосов. Так, подача компрессора одинарного действия определяется зависимостью:

$$Q = \frac{Fsn}{60}\lambda,$$

а подача компрессора двойного действия

$$Q = (2F - f)\frac{sn}{60}\lambda.$$

Пример. Насос двойного действия для подачи сатурационного газа на сахарном заводе имеет размеры: диаметр цилиндра $D=500$ мм; ход поршня $s=800$ мм; диаметр штока $d=125$ мм; частота вращения $n=90$ мин$^{-1}$, давление всасывания $p_1=0{,}08$ МПа, давленне нагнетания $p_2=0{,}16$ МПа; вредное пространство $E=0{,}05$. Определить подачу газового насоса.

Р е ш е н и е. Определяем: объемный КПД по формуле (17.19), считая процесс изотермическнм,

$$\lambda_0 = 1 - 0{,}05\left(\frac{0{,}16}{0{,}08} - 1\right) = 0{,}95;$$

степень наполнения

$$\lambda = \lambda_0 - 0{,}04 = 0{,}95 - 0{,}04 = 0{,}91;$$

площадь поршня

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}5^2}{4} \text{ м}^2 = 0{,}196 \text{ м}^2;$$

площадь штока

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}125^2}{4} = 0{,}012 \text{ м}^2;$$

подачу насоса

$$Q = (2 \cdot 0{,}196 - 0{,}012)\frac{0{,}8 \cdot 90}{60} \cdot 0{,}91 \text{ м}^3/\text{с} = 0{,}415 \text{ м}^3/\text{с}.$$

МНОГОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

При необходимости получения газа под высоким давлением возникает вопрос о целесообразности его сжатия в одной ступени или распределения общего повышения давления на две или несколько последовательно работающих ступеней компрессора. Рассмотрим этот вопрос.

При увеличении степени сжатия p_2/p_1 газа в соответствии с формулами (17.19) и (17.20) даже при минимальном объеме вредного пространства ($E=0{,}05$) объемный КПД компрессора уменьшается. При достижении иекоторой степени сжатия p_2/p_1 объемный КПД λ_0 может стать равиым нулю. В этом случае сильно сжатый газ во вредном пространстве до давления p_2 будет расширяться в цилиндре в течение всего (всасывающего) хода поршня и только к концу его давление снизится до p_1. Компрессор в этом случае не всасывает газ и работает вхолостую. Предельную степень сжатия для изотермического процесса компрессора найдем по формуле (17.19)

$$0 = 1 - 0{,}05\left(\frac{p_2}{p_1} - 1\right),$$

откуда

$$\frac{p_2}{p_1} = 21.$$

Если принять $\lambda_0=0{,}7$ приемлемым для работы компрессора, то получим: $0{,}7 = 1 - 0{,}05\left(\frac{p_2}{p_1} - 1\right)$, откуда $\frac{p_2}{p_1} = 7$. Следовательно, приемлемое значение объемного КПД, обусловленное наличием вредного пространства, органичено степенью сжатия $\frac{p_2}{p_1} = 7$.

Сжатие газа связано с повышеиием температуры, которая при аднабатическом процессе может быть найдена по формуле

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} .$$

Так например, конечная температура, °С, полученная при различных степенях сжатия воздуха с начальной температурой 20°С и подсчитанная для адиабатического процесса, равна:

При $\frac{p_2}{p_1}=2$ . . .	85	При $\frac{p_2}{p_1}=7$ . . .	239
» $\frac{p_2}{p_1}=4$ . . .	165	» $\frac{p_2}{p_1}=8$ . . .	263
» $\frac{p_2}{p_1}=6$ . . .	220		

Предельная температура вспышки обычно применяемых компрессорных смазочных масел колеблется в пределах 220—240°С. Из приведенного следует, что для предотвращеиия вспышки масла в цилиндре компрессора или образования взрывоопасного нагара на его стенках, максимальной степенью сжатия можно считать $\frac{p_2}{p_1}=6$ или $\frac{p_2}{p_1}=7$.

При одноступеичатом сжатии с увеличением отношения давлений $\frac{p_2}{p_1}$ адиабата все больше расходится с изотермой. Вследствие этого избыток работы в адиабатическом цикле по сравнению с изотермическим значительно возрастает. Самое тщательное охлаждение цилиндра не приближает существенно процесса сжатия к изотермическому. Для обеспечения более высокой экономичности процесса применяют двух- и многоступенчатое сжатие газа с промежуточным охлаждением между ступенями.

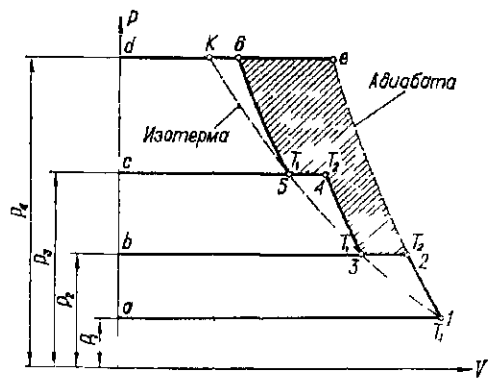


Рис 163 Диаграмма сжатия в многоступеичатом компрессоре.

Это следует из теоретической pV диаграммы рабочего процесса в трехступенчатом компрессоре (рис. 163).

Рассмотрим первую ступень. Процесс всасывания происходит по линии *a—1*. В связи с тем, что давление газа еще небольшое, допускается адиабатический процесс сжатия по линии *1—2*.

Нагнетаиие газа из первой ступени компрессора в промежуточный холодильник производится по линии *2—b*.

Вследствие охлаждения газа после первой ступени до начальной температуры, объем его (*b—2*) уменьшается до значения, определяемого отрезком между точками *b—3* при том же давлении p_2. Следовательно, отрезок *2—3* показывает изменение объема газа при охлаждении под постоянным давлением.

Процесс всасывания во второй ступени происходит по линии *b—3* при давлении p_2. Вследствие отвода части тепла охлаждением сжатие газа во второй ступени происходит по политропе *3—4* до давления p_3. Нагнетание газа из второй ступени в промежуточный холодильник происходит по линии *4—c*. При этом объем сжатого газа до промежуточного охлаждеиия определяется отрезком *c—4*. После охлаждения до начальной температуры при постоянном давлении p_3 объем газа уменьшается и может быть определен отрезком *c—5*. Следовательно, отрезок *4—5* показывает изменение объема газа при $p_3 = \text{const}$ в холодильнике после второй ступени.

Процесс всасывания на третьей ступени происходит по линии *c—5*, при давлении p_3. Вследствие охлаждения компрессора сжатие газа до p_4 в третьей ступени происходит по политропе *5—6*. Нагнетание газа в сборник происходит по линии *6—d* при постоянном давлении p_4.

Для обеспечення нормальной работы многоступеичатого компрессора должны быть удовлетворены такие требования:

а) газ во всех холодильниках должен охлаждаться до начальной температуры всасывания в первой ступени;

б) конечные температуры сжатия во всех ступенях должны быть одинаковыми.

Обычно степень сжатия ε в каждом цилиндре многоступенчатого компрессора принимается одинаковой, так как при этом расход мощности на каждую ступень будет одинаковым, а это удобио из конструктивных соображений и условий прочности.

При соблюдении этих условий выполняются равенства:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \varepsilon_2 = \frac{p_3}{p_2} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3,$$

откуда для трехступенчатого компрессора находим

$$\varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3 = \varepsilon^3 = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{p_3}{p_2} \cdot \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_4}{p_1} = \frac{p_{\text{кон}}}{p_{\text{нач}}}.$$

Для компрессора с z ступенями можно по аналогии записать

$$\varepsilon^z = \frac{p_{z+1}}{p_1},$$

где p_{z+1} — давление на выходе компрессора.

Отсюда степень сжатия

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{p_{z+1}}{p_1}}, \qquad (17.21)$$

число ступеней z выбирается таким, чтобы степень сжатия в каждой из них не превышала $\varepsilon=4$. Это относится к крупным компрессорам. При такой степенн сжатия температуры, возникающие в цилиндрах компрессора, не слишком высоки и надежная смазка обеспечена. Только в малых компрессорах допускается бо́льшая степень сжатия.

Для компрессоров, применяемых в пищевой промышленности, обычно количество ступеней принимают равиым: одну ступень при сжатии воздуха нли газа до 0,5—0,7 МПа; две ступени — до 2,5 МПа и три ступени — до 12,5 МПа. Свыше 12,5 МПа принимают четыре ступени и более.

Так, например, при необходимости сжать воздух до 6,4 МПа прииимают три ступеии компрессора. В таком случае степень сжатия будет $\varepsilon = \sqrt[3]{\frac{6,4}{0,1}} = 4$ и, следовательно, в первой ступени воздух будет сжат до 0,4, во второй — до 1,6, а в третьей — до 6,4 МПа.

Так как в каждой последующей ступени объем газа уменьшается, то объем цилиндров компрессора для каждой последующей ступени должеи быть меньшим во столько раз, во сколько раз сжимается газ, а именно:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_2}{V_3} = \frac{V_3}{V_4} = \varepsilon.$$

Из диаграммы процесса многоступенчатого сжатия (рис. 163) видно, что если бы сжатие газа было произведено в один прием по линии сжатия *1—e*, то площадь диаграммы (*a—1—e—d—a*)

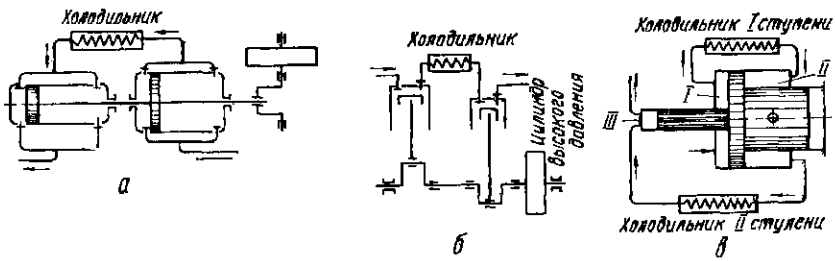


Рис. 164. Схемы установки многоступенчатых компрессоров.

была бы большей, чем площадь диаграммы многоступенчатого сжатия (*a—1—2—3—4—5—6—d—a*). Поэтому работа, затраченная при многоступенчатом сжатии,— меньше, чем при одноступенчатом. Выигрыш в затрате работы от многоступенчатого сжатия на диаграмме показан заштрихованиой площадью. Он

может быть довольно значительным. Из диаграммы также видно, что с увеличением числа ступеней компрессора процесс сдвигается ближе к изотерме, что с точки зрения затраты энергии более выгодно. Однако с прибавлением новой ступени усложняется конструкция компрессора.

Двух- и многоступенчатые компрессоры могут быть выполнены в виде: двух или нескольких последовательно распо-

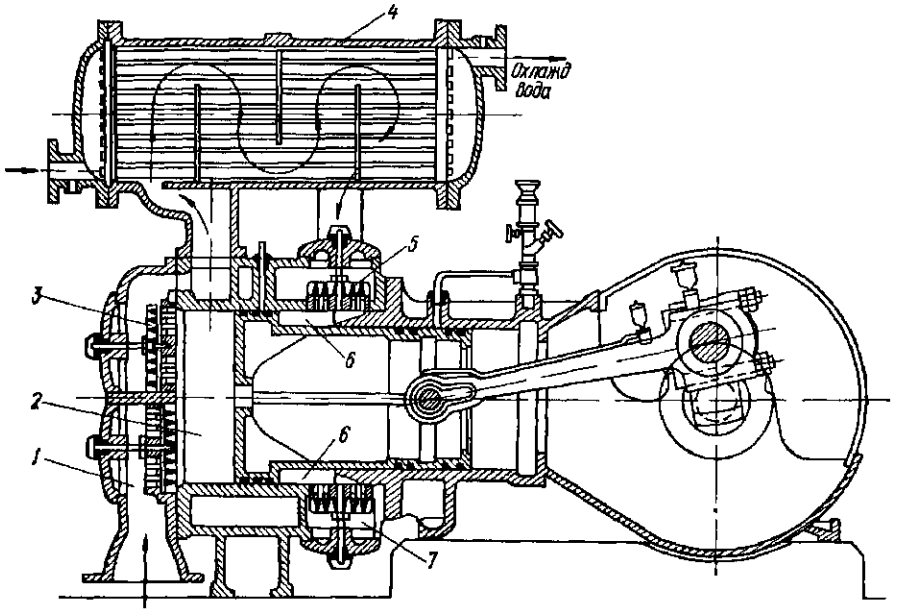


Рис. 165. Устройство горизонтального двухступенчатого компрессора:

1 — всасывающий клапан ступени низкого давления; *2* — цилиндр низкого давления; *3* — нагнетательный клапан ступени низкого давления; *4* — промежуточный холодильник, *5* — всасывающий клапан ступени высокого давления; *6* — цилиндр высокого давления, *7* — нагнетательный клапан высокого давления

ложенных цилиндров (рис. 164, *а*); с двумя или несколькими параллельно расположенными цилиндрами (рис. 164, *б*) и с дифференциальным поршнем (рис. 164, *в*). На практике часто применяется конструкция двухступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем (рис. 165). В промежуточном холодильнике между двумя ступенями газ движется в межтрубном пространстве, а охлаждающая вода внутри труб.

Пример. Для производственных процессов завода необходим сжатый воздух давлением 18 МПа. Определить число ступеней компрессора и установить распределение давлений в каждой ступени, учитывая, что начальное давление $p_1 = 0{,}1$ МПа

Р е ш е н и е. Число ступеней выбирается равным 4, исходя из ранее указанных рациональных условий сжатия в каждой ступени.

При одинаковой степени сжатия ε во всех ступенях, по формуле (17.21), получаем

$$\varepsilon = \sqrt[4]{\frac{18}{0{,}1}} = 3{,}66.$$

Следовательно, распределеиие давлений в ступенях должно быть такни.

	На всасывании	На нагнетании
Первая ступень	p_1=0,1 МПа;	p_2=0,366 МПа;
Вторая »	p_2=0 366 МПа;	p_3=1,34 МПа;
Третья »	p_3=1,34 МПа,	p_4=4,9 МПа;
Четвертая »	p_4=4,9 МПа;	p_5=18,0 МПа.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Расход сжатого газа обычно не вполне соответствует расчетному. Он может меняться в значительных пределах в зависимости от характера н условий работы потребителей. Поэтому давление в газосборнике меняется, так как объем его рассчитывается, главным образом, из условий выравнивания неравномерностей подачи газа поршнем, движущимся с переменной скоростью.

Только весьма кратковременное несоответствие между подачей компрессора и расходом может быть компенсировано воздухосборником (рессивером), который прн возрастанин давления прннимает избыток газа, а при снижении — его отдает. Обычно же с уменьшением расхода газа потребителями давление в газосборнике увеличивается и может превысить пределы допустимого. Как известно, при подборе компрессора стремятся к тому, чтобы его номинальная подача немного превышала расход потребителя. Поэтому практически регулирование подачн, т. е. приведение подачи компрессора в соответствие с расходом газа потребителями, сводится к снижению подачи компрессора ннже номинальной.

Наиболее простым и удобным способом регулирования является измеиеиие частоты вращения приводного вала компрессора. Однако этот способ применнм только в том случае, если привод осуществляется от паровой машины или двигателя внутреннего сгорания.

При электропрнводе, наиболее распространенном современном способе прнвода компрессоров, регулирование изменением частоты вращения оказывается непрнемлемым как с конструктивных, так и с энергетических соображений. Если приводной двигатель работает с постоянной частотой вращения, то регулированне подачи компрессора может быть осуществлено следующими способами.

Регулирование за счет полного или частичного прииудительиого открытия всасывающих клапаиов. Это приводит к полному или частичному переводу компрессора на холостой ход.

При полном открытии всасывающих клапанов сжатие газа в цилиндре не происходит и засасываемый газ снова выталкивается во всасывающую трубу. Если всасывающие клапаны закрываются неполностью или только на части хода поршня, то, подача газа уменьшается. В практике предпочтительнее, как из конструктивных, так и энергетических условий, применять полное открытие всасывающих клапанов на части хода поршня.

Регулирование за счет перепуска газа из нагнетательного трубопровода во всасывающий. Такой перепуск может быть свободным или дроссельным. При последнем способе регулирования происходит более плавное изменение подачи компрессора, но без уменьшения потребляемой мощности. Поэтому в практике чаще применяется более простой и более экономичный способ — свободный перепуск с помощью байпасного вентиля.

Регулирование за счет дросселирования во всасывающем трубопроводе. Дросселирование вызывает падение давления p_1 при всасывании компрессора. Следовательно, при неизменном давлении нагнетания степень сжатия $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$ будет увеличиваться, а объемный КПД будет уменьшаться. Естественно, при этом будет уменьшаться и подача компрессора. Но в соответствии с зависимостями (17.13) и (17.14) вследствие повышения степени сжатия $\frac{p_2}{p_1}$ будет увеличиваться расход энергии на каждый килограмм сжатого газа. Поэтому применение указанного способа регулирования является неэкономичным.

Регулирование за счет подключения дополнительного вредного пространства. Если крышки цилиндра компрессора сделать пустотелыми и разделить полости на несколько ячеек, подключаемых к вредному пространству, или каким-либо иным путем подключить к вредному пространству некоторый регулируемый объем, то общий объем вредного пространства будет переменным. В этом случае регулирование объема вредного пространства будет заключаться в подключении или отключении части или всего дополнительного вредного пространства.

Увеличение объема вредного пространства E, как это видно из зависимостей (17.19) и (17.20), ведет к уменьшению объемного КПД и, следовательно, к уменьшению подачи компрессора. Однако при этом удельный расход энергии, как было показано ранее, не увеличивается. Такой способ регулирования является наиболее целесообразным.

Каждый из приведенных способов регулирования подачи компрессоров конструктивно разработан и может вводиться в действие вручную или автоматически с помощью различных устройств. В настоящее время автоматические способы регулирования разработаны с достаточной надежностью и поэтому ручное регулирование подачи компрессоров постепенно уступает место автоматическому.

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

Обычная компрессорная установка производственного назначения должна обладать также некоторым вспомогательным оборудованием, необходимым для нормальной работы компрессора (рис. 166).

Непосредственно за воздушным компрессором обычно устанавливают газосборник. Его назначение — выравнивать неравномерную синусоидальную подачу воздуха поршнем компрессора. Газосборник должен быть оборудован приспособлениями для улавливания масла и отделения сконденсировавшейся влаги. Газосборник — это закрытый резервуар *5*, чаще всего цилиндрический, оборудованный предохранительным клапаном *4* и

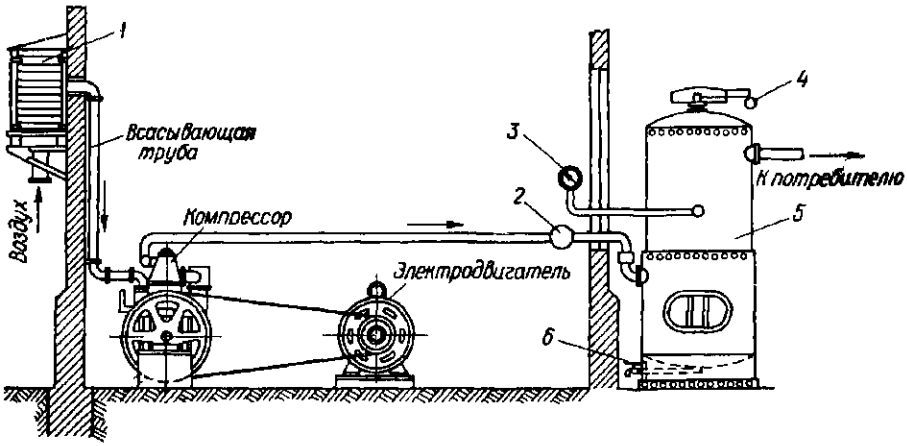


Рис. 166. Схема установки воздушного поршневого компрессора.

спускным краном *6*, а также манометром *3*. По правилам техники безопасности газосборник должен устанавливаться вне помещения компрессорной. При нагревании смазки, подаваемой в цилиндр компрессора, наиболее летучие фракции ее испаряются и поступают с воздухом в газосборник, в результате чего может образовываться взрывчатая смесь, которая представляет особую опасность при недостаточном охлаждении компрессора.

Между компрессором и газосборником устанавливают обратный клапан *2* для предотвращения обратного течения газа в случае разрыва труб у компрессора. Перед воздушным поршневым компрессором обязательно устанавливают фильтр *1* (обычно масляного типа) для очистки всасываемого снаружи воздуха. Попадание в компрессор запыленного загрязненного воздуха приводит к быстрому загоранию и износу цилиндра.

Установки поршневых компрессоров отличаются многообразием схем выполнения и компоновки. В значительной степени это обусловлено различием:

а) подачи, которая колеблется в пределах от 1—2 л/мин до 500 м^3/мин;

б) давлений, которые изменяются в пределах от сотых долей МПа до 150 МПа;

в) расхода мощности, которая зависит от подачи и давления и меняется от десятых долей киловатт до 7000 кВт и более.

Установки поршневых компрессоров отличаются, кроме того, по своему назначению и условиям эксплуатации. Так, например, воздушные компрессоры не пригодны для сжатия кислорода. Даже компрессоры холодильных установок имеют существенные конструктивные отличия в зависимости от того, на каком хладоагенте они работают: аммиаке или фреоне.

Установки поршневых компрессоров, применяемые в некоторых технологических схемах пищевых производств и фармацевтической промышленности, выполняются в виде специальных конструкций, действующих без смазки цилиндров. Смазка цилиндров минеральным маслом часто оказывается нежелательной или вовсе недопустимой.

Поршневые компрессоры, работающие без смазки цилиндров, выпускаются с графитовым уплотнением, с лабиринтным уплотнением и мембранного типа.

Более подробно эти вопросы рассмотрены в специальной литературе [9, 24].

ПОРШНЕВЫЕ ВАКУУМ-НАСОСЫ

Насосы, всасывающие газ или воздух при давлении ниже атмосферного и выталкивающие их в атмосферу, называются вакуум-насосами.

В пищевой промышленности вакуум-насосы применяются, главным образом, для отсасывания несконденсировавшихся паров и газов в выпарных станциях, варочных станциях заводов и фабрик, оборудованных вакуум-аппаратами, а также для создания вакуума в секциях вакуум-фильтров. Чаще применяются вакуум-насосы низкого вакуума, которые создают у своего всасывающего патрубка вакуум до 93,3—96 кПа, т. е. до 92—95% от атмосферного давления (абсолютный вакуум 101,3 кПа).

По принципу действия вакуум-насосы являются компрессорами, всасывающими газ при пониженном давлении, сжимающими, а затем и нагнетающими его. Хотя практически давление нагнетания не намного превышает атмосферное, степень сжатия p_2/p_1 в вакуум-насосах оказывается значительно большей, нежели в обычных компрессорах.

Действительно, если принять давление выхлопа в атмосферу $p_2=0{,}11$ МПа и абсолютное давление, создаваемое насосом у всасывающего патрубка $p_1=0{,}008$ МПа, то степень сжатия воздуха в таком вакуум-насосе составит

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \frac{0.11}{0.008} = 13{,}75.$$

При такой высокой степени сжатия очевидно объемный КПД будет небольшим. Приняв, как обычно, относительный объем вредного пространства равным 5%, получим

$$\lambda_0 = 1 - E(\varepsilon - 1) = 1 - 0{,}05(13{,}75 - 1) = 0{,}36.$$

Для повышения объемного КПД снижают насколько возможно объем вредного пространства, доводя его до 2—3%, что легче всего удается с помощью золотникового распределения. Но основным способом борьбы с отрицательным влиянием вредного пространства является выравнивание давления в нем с давлением во всасывающей полости цилиндра. Этот способ заключается в том, что в мертвом положении поршня вредное пространство соединяется с полостью цилиндра, где происходит всасывание. Для того, чтобы это осуществить, в теле цилиндра делают 6—8 канавок глубиной 3—4 мм и шириной 10—12 мм.

Канавки располагаются равномерно по окружности цилиндра так, чтобы в мертвом положении поршня они соединяли мертвое пространство насоса со всасывающей полостью цилиндра. Длина канавок должна превышать толщину поршня.

В таком случае, когда поршень достигает своего крайнего (мертвого) положения, сжатый до высокой степени газ или воздух во вредном пространстве, прорывается через канавки в область всасывания. При этом давление во вредном пространстве снижается почти до давления всасывания, а в полости всасывания давление практически не повышается, так как объем газа, перешедшего из вредного пространства, невелик по сравнению с объемом цилиндра.

Следует отметить, что способ выравнивания давлений очень эффективен. С его помощью достигается высокий объемный КПД $\lambda_0 = 0{,}95$.

Принимая во внимание высокую степень сжатия для охлаждения цилиндров вакуум-насосов обязательно применяют водяные рубашки. Причем, охлаждение является достаточно эффективным вследствие малого количества подаваемого воздуха. При нормальной работе водяной рубашки показатель политропы может быть принят $n = 1{,}2—1{,}25$.

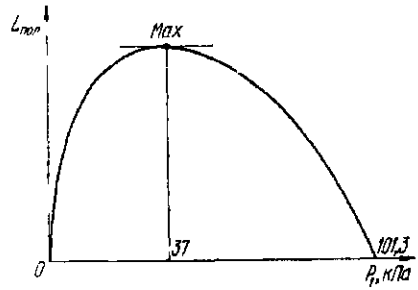


Рис. 167. Графнк зависимости $L_{пол} = f(p_1)$ для поршневого вакуум-насоса.

В практике необходимо знать, как зависит работа или мощность, затрачиваемая вакуум-насосом, от изменения давления p_1 на всасывании. Если принять, что процесс сжатия осуществляется политропически, то из формулы

$$L_{пол} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

следует, что в момент пуска вакуум-насоса, когда $p_1 = p_2$, $L_{пол} = 0$.

В какой-то момент работы вакуум-насоса, когда в резервуаре создан абсолютный нуль давления, т. е. $p_1 = 0$, то $L_{пол} = 0$.

Между этими двумя крайними точками работа и, соответственно, мощность, затрачиваемая вакуум-насосом, изменяется

по некоторому закону,— вначале увеличиваясь, а затем уменьшаясь Для выяснения этого закона и определения максимального значения затрачиваемой работы найдем первую производную $\frac{dL_{пол}}{dp_1}$ и приравняем ее нулю

Проанализировав результат и положив $n=1{,}25$, а $p_2=-0{,}11$ МПа, получаем, что $p_1=0{,}037$ МПа (рнс. 167) (вакуум 28 см рт ст.).

Поэтому при выборе двигателя для вакуум-насоса необходимо брать в расчет наибольшее значеиие мощностн в соответствии с графиком $L_{пол}=f_1(p_1)$.

Пример. Определить подачу и наибольший расход мощности горизонтального вакуум-насоса двойного действня, если известны суммарная рабочая площадь поршня $F=F_1+F_2=0{,}21$ м^2, ход поршня $s=0{,}3$ м, частота вращения $n=180$ мин$^{-1}$, вредиое пространство $E=2\%$, насос работает при вакууме 90% (91,3 кПа) т е $p_1=10$ кПа$=0{,}01$ МПа

Определить также возможность использования насоса для вакуум фильтрационной установки на сахарном заводе пронзводительностью 2500 т свеклы в сутки если завод имеет отдельный конденсатор для вакуум-фильтров

Вычислим, прежде всего, объем, описываемый поршнем, воспользовавшись выражением

$$V=\frac{Fsn}{60}=\frac{0{,}21\ 0\ 3\ 180}{60}=0{,}189\ \text{м}^3/\text{с}$$

Объемный КПД определим из зависимости

$$\lambda_0=1-E\left[\left(\frac{p_a}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}-1\right],$$

полагая, что при достаточной степени охлаждения показатель $n=1$, и принимая $p_2=0{,}11$ МПа Тогда

$$\lambda_0=1-0.02\left(\frac{0{,}11}{0{,}01}-1\right)=1-0{,}02\ 10=0\ 8$$

Следовательно, подача компрессора по всасываемому воздуху

$$Q=V\lambda_0=0{,}189\ 0{,}8=0{,}151\ \text{м}^3/\text{с}=9{,}06\ \text{м}^3/\text{мин}.$$

Соответствующую мощность компрессора, исходя из политропического процесса, определяем по формуле

$$N=\frac{n}{n-1}\cdot\frac{p_1v_1}{1000\eta_{мех}}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right]$$

Пусть показатель политропы $n=1{,}25$ и $\eta_{мех}=0{,}92$, а $Q=v_1=0{,}151$ м^3/с, так как в приведеиной формуле v_1 — объем всасываемого газа в едннцу времени при давленни p_1, тогда

$$N=\frac{1{,}25}{1{,}25-1}\cdot\frac{9810\ 0{,}151}{1000\cdot0{,}92}\left[\left(\frac{0{,}11}{0{,}01}\right)^{\frac{1\ 25-1}{1{,}25}}-1\right]=4{,}92\ \text{кВт}$$

Максимальная мощность определятся из следующих условий: $n=1{,}25$; $p_1=0{,}037$ МПа; $p_2=0{,}11$ МПа; $\eta_{мех}=0{,}92$. Количество всасываемого воздуха v_1 определяется для момента, когда развивается максимальная мощность насоса при $p_1=0{,}037$ МПа. Для этих условий объемный КПД $\lambda_0=1-0{,}02\left(\frac{0{,}11}{0{,}037}-1\right)=0{,}96$.

Следовательно, $v_1=V\lambda_0=0{,}189\cdot 0{,}96=0{,}181$ м³/с. Тогда

$$N_{max}=\frac{1{,}25}{1{,}25-1}\cdot\frac{37000\ 0{,}181}{1000\cdot 0{,}92}\left[\left(\frac{0{,}11}{0{,}037}\right)^{\frac{1{,}25-1}{1{,}25}}-1\right]=8{,}55\ \text{кВт}.$$

Применимость данного вакуум-насоса для вакуум-фильтрационной установки, указанного в условии сахарного завода, может быть определена из сопоставления количества паровоздушной смеси, которую должен отсасывать насос из конденсатора, с подачей вакуум-насоса, а также из сравнения вакуума, создаваемого насосом, с требуемым для работы вакуум-фильтров.

По существующим нормативам [6, 8] при нормальных условиях, т. е. при температуре порядка 25°С и разрежении — 89,3 кПа (670 мм рт. ст.) расчетная формула для определения количества паро-воздушной смеси, откачиваемой вакуум-насосом из конденсатора, в м³, на 100 кг перерабатываемой свеклы, принимает вид

$$a=0{,}288a_п,$$

где $a_п$ — количество пара, поступающего в конденсатор, % к весу свеклы.

Если имеется отдельный конденсатор для вакуум-фильтров, количество пара, поступающего в конденсатор, составляет $a_п=2\%$. Поэтому количество паровоздушной смеси, отсасываемой вакуум-насосом из конденсатора, составляет

$$a=0{,}288\cdot 2=0{,}456\ \text{м}^3\ \text{на 100 кг свеклы}.$$

Так как в 1 с завод перерабатывает $\frac{2500\ 1000}{24\cdot 3600}=29$ кг свеклы, то количество паровоздушной смеси, отсасываемой вакуум-насосом, составит

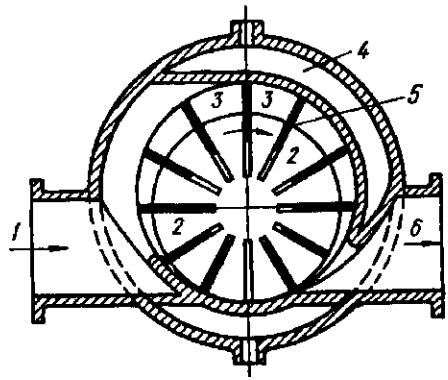
$$Q=a\frac{29}{100}=0{,}456\cdot 0{,}29=0{,}132\ \text{м}^3/\text{с}.$$

Следовательно, вакуум-иасос по созданному вакууму 91,3 кПа ($760\cdot 0{,}9=685$ мм рт. ст.) и по подаче $Q=0{,}151$ м³/с соответствует требованиям завода.

РОТАЦИОННЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Ротационные компрессоры работают по тому же принципу, что и поршневые машины, т. е. по принципу вытеснения. Основная часть энергии, передаваемой газу, сообщается при непосредственном сжатии.

Сущность действия ротационного компрессора (рис. 168) заключается в том, что, независимо от его конструктивных особенностей, всасываиие газа или воздуха производнтся той полостью компрессора, объем которой увеличивается при вращенни ротора. Засосанный газ попадает в замкнутую камеру, объем которой, перемещаясь при вращеннн ротора, уменьшается. Сжатие за счет уменьшения объема приводит к увеличению давления и выталкиванню газа в нагнетательный патрубок.



Рнс. 168. Ротационный пластинчатый компрессор.

Ротационные нагнетатели, развивающие избыточное давление до 0,28—0,3 МПа (при атмосферном давлении на входе), называются воздуходувкамн, а создающие более высокое давление — компрессорами. Ротационные компрессоры и воздуходувки имеют ряд преимуществ перед поршневыми: уравновешенный ход из-за отсутствня возвратно-поступательного движения; возможность непосредственного соединения с электродвигателем; равномерная подача газа; меньший вес конструкции, отсутствие клапанов и т. д.

Вместе с тем, по сравнению с поршневыми, ротационные компрессоры имеют более низкий механический КПД, развивают более низкое давление, требуют более высокой точности изготовлення.

Наибольшее распространение в различных отраслях пищевой промышленности получили два типа ротационных машин: пластнчатые и с двумя вращающимися поршнями. Оба типа машнн применяются как компрессоры или воздуходувки, а также как вакуум-насосы.

Для создання относительио высокого давления (0,3—0,4 МПа) прнменяют одноцнлиндровые пластинчатые компрессоры. Если установить последовательно два ротационных пластинчатых компрессора с промежуточным охлаждением воздуха, то можно обеспечить давление до 0,7 МПа и более.

Одноступенчатый пластинчатый компрессор, работая как вакуум-насос, может создавать вакуум до 90%, а при особой тщательности изготовления и монтажа — до 95%.

Как низконапорные воздуходувки с избыточным давлением 0,06—0,08 МПа широко применяются ротационные машнны с двумя вращающимися поршнями. Такой компрессор, работая как вакуум-насос, создает вакуум до 70%.

Рассмотрим схему ротационного пластинчатого компрессора (рис. 168). Обычно ротор компрессора *2* расположен эксцентрично в цилиндре. В роторе сделаны радиальные прорези, в которых свободно перемещаются пластины *5*. Вокруг цилиндра расположена водяная рубашка *4* для охлаждения компрессора. При вращении ротора по часовой стрелке через патрубок *1* происходит всасывание, а через патрубок *6* — нагнетание газа.

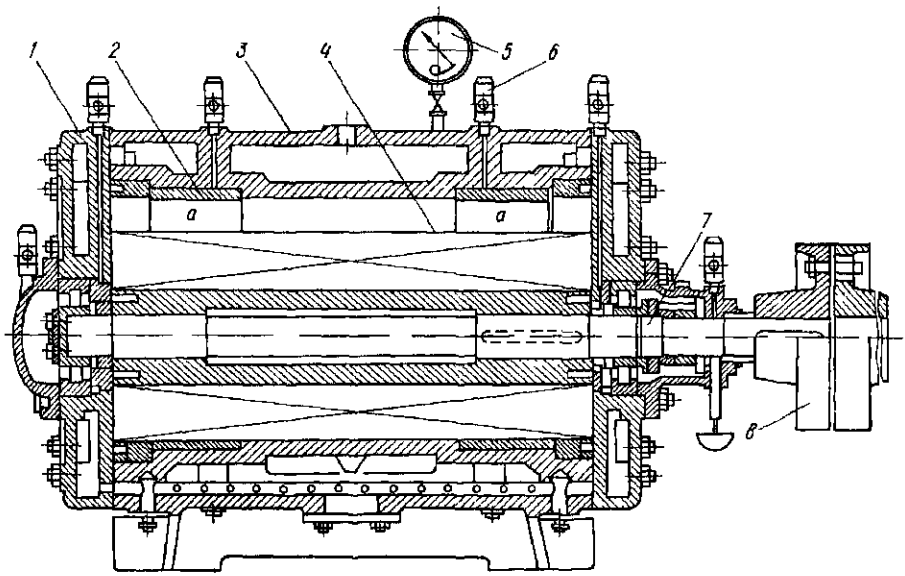


Рис. 169. Пластинчатый компрессор

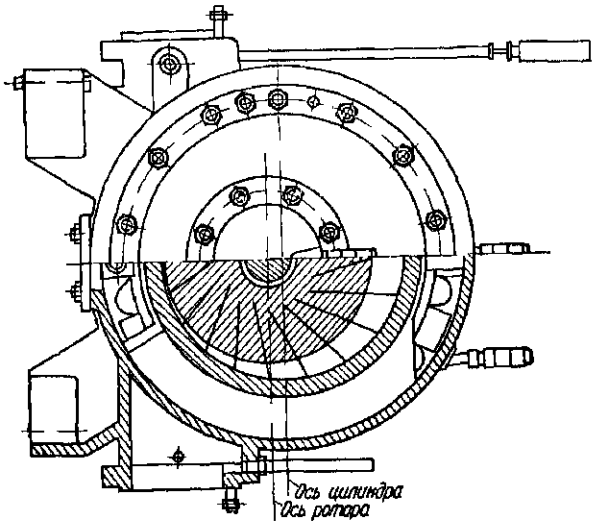
1 — крышки компрессора; *2* — разгрузочные кольца; *3* — корпус, *4* — пластины; *5* — маносоединительная

Благодаря эксцентричному расположению ротора при его вращении образуется серповидное пространство, разделенное пластинами на отдельные камеры. Пластины выходят из пазов ротора вследствие действия центробежной силы и прижимаются к стенкам цилиндра. Так как крышки компрессора примыкают к торцевым поверхностям ротора с малым зазором, отдельные камеры, на которые делится серповидное пространство, оказываются изолированными, увеличивающимися до некоторого объема *3*, а затем уменьшающимися.

Вследствие того, что объем газа в камерах левой части серповидного пространства увеличивается, всасывание происходит через патрубок *1*, а нагнетание через патрубок *6*, так как при дальнейшем перемещении ротора происходит уменьшение объема газа в камерах и выталкивание его.

На рис. 169 показан пластинчатый компрессор сумского машиностроительного завода им. М. В. Фрунзе. Для уменьшения трения центробежная сила пластин воспринимается двумя раз-

грузочными кольцами *2*, которые охватывают пластины и свободно вращаются в цилиндре. В зазор между внешней поверхностью разгрузочных колец и внутренней поверхностью выточек в цилиндре через отверстия подается масло. Число пластин в таких компрессорах обычно бывает не менее двадцати, чтобы уменьшить перепад давления между камерами и этим ослабить перетекание газа и увеличить объемный КПД.



с разгрузочными кольцами
метр, *6* — масленки, *7* — вал ротора, *8* — муфта

Для предотвращения чрезмерного износа цилиндра и пластин, окружная скорость на внешней кромке пластин должна быть не больше 10—12 м/с. Для обеспечения плотного прилегания пластин к внутренней поверхности цилиндра необходимо, чтобы минимальная окружная скорость была в пределах 7—7,5 м/с. Поэтому изменение частоты вращения ротационных компрессоров допустимо только в определенных пределах.

Отечественная промышленность изготовляет ротационные пластинчатые компрессоры с подачей до 50—70 м³/мин.

Подача пластинчатого компрессора определяется по формуле

$$Q = l(\pi D - sz)\, 2\varepsilon \frac{n}{60} \lambda, \qquad (17.22)$$

где Q — подача пластинчатого компрессора, м³/с;
l — длина ротора, принимается равной (1,2—2) D, м;
D — диаметр цилиндра, м;
s — толщина пластины 0,001—0,004 м;
z — число пластин,
ε — эксцентриситет, принимается равным (0,05—0,1) D, м;
n — частота вращения, мин$^{-1}$;
λ — коэффициент подачи, принимается равным 0,6—0,8.

В качестве воздуходувок чаще всего применяются ротационные компрессоры с двумя вращающимися поршнями (рис. 170). Такие компрессоры могут также применяться и как вакуум-насосы, например, во всасывающих системах пневмотранспорта зерна и солода на пивоваренных и спиртовых заводах и др.

Конструкцня такого компрессора состоит из корпуса *3*, в котором вращаются в противоположных направлениях два поршня *4*, профилированных в виде восьмерок с циклондальным зацеплением. Привод осуществляется с помощью зубчатой передачи. В процессе вращения поршни непрерывно соприкасаются, разделяя объем корпуса на отдельные камеры. Воздух всасывается через патрубок *5*, а затем при повороте роторов он попадает в замкнутую камеру *1* (заштрихованную на рисунке) и, не меняя объема, перемещается к нагнетательному патрубку *2*, через который выталкивается в нагнетательный трубопровод илн наружу. Следовательно, сжатне происходит только в самом конце цнкла в момент сообщення замкнутой камеры с воздухом в нагнетательном патрубке воздуходувки.

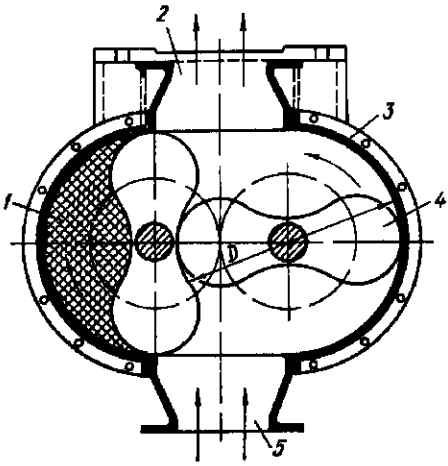


Рис. 170. Прнндип работы ротационной воздуходувки с вращающимися поршнями.

Недостатками ротационных компрессоров с двумя вращающнмся поршнями считают существенное уменьшение объемного КПД при малейшем увеличении зазоров; сильный шум, который создают воздуходувки во время работы.

Подача воздуходувки с двумя вращающимися поршнями определяется по формуле

$$Q = 2Fl\frac{n}{60}\lambda, \qquad (17.23)$$

где $F \approx \frac{1}{3}\pi\frac{D^2}{4}$ — площадь, сметаемая одним поршнем (заштрихованная на рис. 170); l — длина роторов, м; λ — коэффициент подачн; n — частота вращення, мин$^{-1}$.

Потребляемую мощность ротационного компрессора определяем так же, как и поршневого, по формуле(17.13). Изотермический коэффициент полезного действия принимаем равным $\eta_{из} = 0{,}55 - 0{,}65$.

Потребляемую мощность ротационной воздуходувки низкого давления определяем так же, как и центробежного вентнлятора, по формуле

$$N = \frac{Qp}{1000\eta},$$

где Q — подача воздуходувки по всасываемому воздуху, м^3/с;
p — избыточное давление, создаваемое воздуходувкой, Па;

η — коэффициент полезного действия, равный 0,65—0,75.

Ротационные воздуходувки, компрессоры и вакуум-насосы подбираем по соответствующим каталогам-справочникам.

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

Турбокомпрессоры — это центробежные компрессорные машины, работающие по такой же схеме, как центробежные насосы. Применяют их преимущественно при подаче относительно больших количеств газа или воздуха под небольшим давлением (0,15—1,0 МПа).

Основное уравнение турбовоздуходувок и турбокомпрессоров аналогично уравнению (14.10), полученному для центробежных насосов при $\alpha_1 = 90°$:

$$H_т = \frac{u_2 c_2}{g} \cos \alpha_2,$$

где $H_т$ — напор, развиваемый турбокомпрессором.

Ввиду того, что плотность воздуха значительно меньше плотности капельных жидкостей, степень сжатия p_2/p_1 в одной ступени турбокомпрессора не превышает значений 1,2—1,3 при обычно применяемых окружных скоростях на ободе рабочих колес $u_2 = 150—200$ м/с.

Для получения более высоких степеней сжатия 1,6—1,8 необходимо довести окружную скорость до 400 м/с, что связано с применением стали высокого качества для изготовления рабочих колес. Часто для увеличения степени сжатия воздуха применяют многоступенчатые машины с сохранением обычных окружных скоростей.

В многоступенчатых машинах устанавливают на одном валу несколько последовательно работающих колес, разделенных диафрагмами. Число ступеней турбовоздуходувки или турбокомпрессора можно определить из следующих соображений.

Пусть степень сжатия газа во всех ступенях одинакова. Тогда

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p_2}{p_3} = \frac{p_3}{p_4} = \frac{p_4}{p_5} = \frac{p_5}{p_к} = \varepsilon_1,$$

где $p_к$ — конечное давление после последней ступени;

ε_1 — степень сжатия в одной ступени.

Перемножив полученные отношения, найдем полную степень повышения давления

$$\frac{p_1}{p_к} = \varepsilon = \varepsilon_1^z, \qquad (17.24)$$

где z — число ступеней.

Логарифмируя это выражение, получим $z \lg \varepsilon_1 = \lg p_1 - \lg p_к$, откуда

$$z = \frac{\lg p_1 - \lg p_к}{\lg \varepsilon_1} \quad \text{или} \quad z = \frac{\lg \varepsilon}{\lg \varepsilon_1}. \qquad (17.25)$$

Центробежные компрессорные машины, сжимающие газ до 0,3 МПа, называют турбовоздуходувками. Число ступеней в таких машинах не превышает $z=3—4$. Специальное охлаждение турбовоздуходувок обычно не применяют. Машины, служащие для создания более высокого давления, называют турбокомпрессорами. Число ступеней в них достигает десяти, а иногда и больше. В турбокомпрессорах при достижении сжатия более четырех целесообразно применять промежуточное охлаждение. Охлаждение газа дает возможность увеличить его плотность при том же напоре и увеличить конечное давление сжатого газа. Кроме того, уменьшается расход энергии вследствие приближения процесса сжатия к изотермическому.

Вследствие того, что воздуходувки работают без охлаждения, можно считать, что процесс сжатия в них происходит по адиабате. Принято считать, что и в турбокомпрессорах при обычно несовершенном способе отвода тепла, происходит адиабатическое сжатие газа, так как интенсивное выделение тепла при сжатии усугубляется дополнительным выделением тепла от интенсивного трения рабочих колес, вращающихся с большой скоростью в атмосфере газа. Поэтому мощность на валу турбовоздуходувки или турбокомпрессора определяется, исходя из адиабатического процесса

$$N = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1 v_1}{1000 \eta_{ад}} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \qquad (17.26)$$

где v_1 — подача по всасываемому газу, м^3/с;

ε — степень сжатия компрессора;

$\eta_{ад}$ — полный адиабатический КПД, представляющий собой отношение адиабатической работы сжатия к работе на валу компрессора.

В табл. 36 приведены технические данные турбовоздуходувок ТВ и турбогазодувок ТГ, применяющихся на сахарных заводах

Таблица 36

Технические данные турбокомпрессоров

Компрессор	n, мин$^{-1}$	Q, м^3/мин	H, м
ТВ—80—1,6	2900	85	6,0
ТВ—80—1,8	2900	85	8,0
ТГ—80—1,6	2900	85	6,0
ТГ—80—1,8	2900	85	8,0

и в других отраслях пищевой промышленности. Они отличаются друг от друга, главным образом, аитикоррозионной устойчивостью материалов, из которых изготовляются ротор и детали проточной части турбокомпрессоров.

Глава восемнадцатая

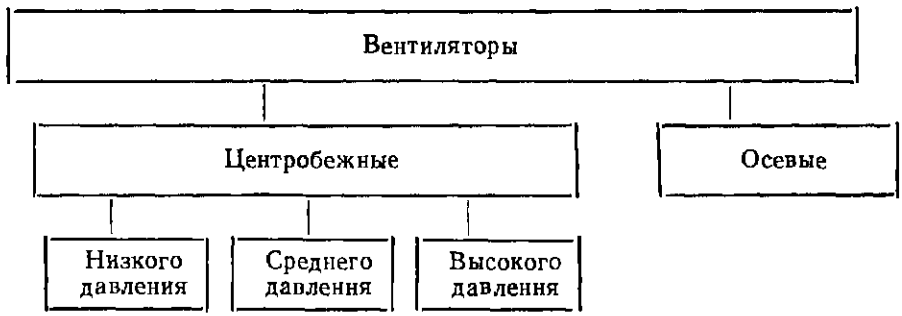
ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентиляторами называются нагнетатели вращательного типа, предназначенные для подачи газов или воздуха при небольшом напоре, примерно до 15 кПа, при плотности газа $\rho \approx \approx 1{,}2$ кг/м^3.

Классификация вентиляторов приведена на схеме 5.

Схема 5

Классификация вентиляторов



Обычно различают центробежные и осевые вентиляторы.

Центробежные вентиляторы применяются для подачи воздуха или газа при относительно бо́льшом давлении, а осевые — когда необходимо перемещать большое количество воздуха при малом давлении.

В связи с тем, что давление, создаваемое вентиляторами, невелико, сжимаемостью газов в вентиляторах можно пренебречь. Поэтому теоретические основы работы лопастных насосов применимы и для вентиляторов.

Для создания даже небольших напоров газа или воздуха при их малой плотности, по сравнению с капельными жидкостями, приходится прибегать к большим скоростям вращения рабочих колес вентиляторов. Это обусловливает особые требования к конструкции и материалам, из которых изготовляются рабочие колеса.

Применение больших скоростей связано также с возникновением шума, что обусловливает необходимость выполнения

специальных противошумных мероприятий и тщательного монтажа вентиляторной установки. В некоторых случаях для снижения шума приходится ограничивать скорость вращения рабочих колес вентиляторов. Так, в системах вентиляции жилых домов, школ, больниц и т. д. не рекомендуется применять вентиляторы с окружными скоростями на внешнем ободе рабочих колес более 25 м/с.

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Наиболее широкое распространение в практике получили центробежные вентиляторы, которые применяются в разветвленных вентиляционных установках, в системах пневматического транспорта, в котельных установках в качестве тяго-дутьевых устройств и т. п.

Рассмотрим конструктивную схему центробежного вентилятора (рис. 171). Воздух в вентилятор поступает через входной патрубок *1* и направляется в рабочее колесо *2*, которое состоит из: ступицы *5*, ведущего диска *7*, лопастей и (ведомого) покрывного кольцевого диска *9*. Обычно рабочее колесо приводится во вращение при помощи ступицы *5*, насаженной на рабочий вал *6*, который передает движение непосредственно от двигателя или с помощью трансмиссионной передачи. На ступице смонтирован ведущий диск, к которому прикреплены лопасти рабочего колеса. Со стороны входа на лопастях рабочего колеса крепится покрывной кольцевой диск *9*.

Вращающееся рабочее колесо помещается в неподвижный спиральный кожух *8*, имеющий на выходе расширяющийся патрубок *4*. Воздух или газ, попадающий через входной патрубок *1* в рабочее колесо *2*, лопастями отбрасывается с большой скоростью к периферии. Передача энергии воздуху завершается в рабочем колесе. Часть этой энергии вследствие силового воздействия лопастей рабочего колеса получается в виде потенциальной энергии давления. Другая часть, в зависимости от степени реактивности рабочего колеса, получается в виде кинетической энергии (скоростного напора).

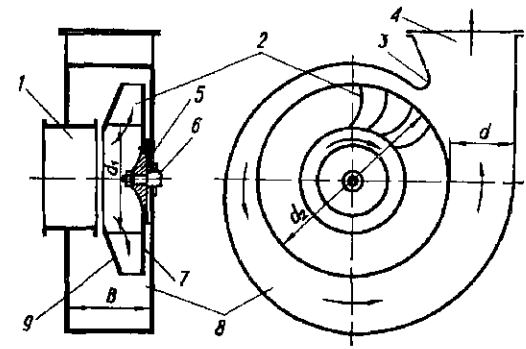


Рис. 171. Схема центробежного вентилятора.

Воздух, поступающий с большой скоростью из рабочего колеса, тормозится в кожухе вентилятора. При этом скоростной напор преобразуется в потенциальную энергию давления. Спиральная форма кожуха способствует этому процессу. Избыток

давления на выходе из вентилятора в патрубке *4* идет на преодоление сопротивлений и противодавления в нагнетательной системе трубопроводов.

Чтобы избежать утечки воздуха, который был подвергнут сжатию в вентиляторе, устанавливают различного типа уплотнения и осуществляют сопряжение входного патрубка вентилятора и входной кромки рабочего колеса с минимальным зазором ~ 1 мм. С этой же целью язык *3* спиральной камеры подводят как можно ближе к внешнему ободу рабочего колеса.

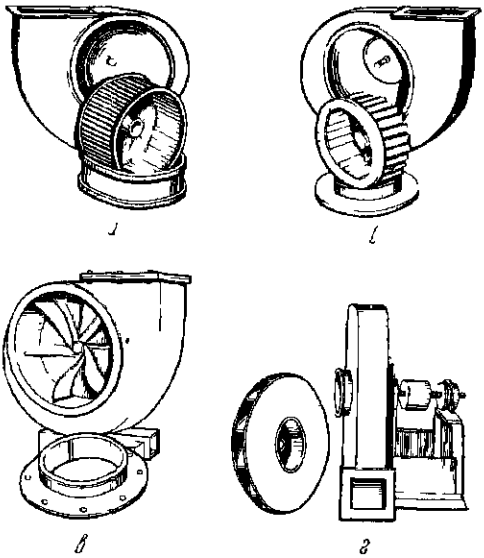


Рис 172 Типы центробежных вентиляторов.

Центробежные вентиляторы различаются по создаваемому ими полному давлению (сумме статического и динамического давлений) при подаче нормального атмосферного воздуха (плотность воздуха на входе в вентилятор $\rho = 1{,}2$ кг/м^3).

Для создания полного давления $\sim 1{,}0$ кПа применяют вентилятор низкого давления (рис. 172, *а*). Вентиляторы среднего давления используются в тех случаях, когда необходимо получить давление от 1,0 до 3,0 кПа (рис 172, *б*). Наибольшее полное давление, равное 3,0—15,0 кПа, достигается с помощью вентиляторов высокого давления (рис. 172, *г*).

Однако приведенное разделение вентиляторов на типы следует считать условным. Например, недостаточно определить тип вентилятора только по одному давлению без указания подачи. Более удобно вентиляторы, как и насосы, разделять по значению удельной быстроходности при оптимальном режиме работы.

Удельную быстроходность или коэффициент быстроходности n_s вентилятора определяют в зависимости от его подачи Q, давления p, частоты вращения n:

$$n_s = cn\sqrt{Q}\left(\frac{p}{\rho_{ст}}\right)^{-3/4},$$

где $\rho_{ст}$ — стандартная плотность воздуха, равная 1,2 кг/м^3 при нормальном абсолютном давлении $p_0 = 101{,}3$ кПа, температуре $t = 20$°С и относительной влажности $\varphi = 50\%$.

По данным ЦАГИ, коэффициент $c = 0{,}87$, т. е.

$$n_s = 0{,}87n\sqrt{Q}\left(\frac{p}{\rho_{ст}}\right)^{-3/4}. \qquad (18.1)$$

Ориентировочно при $n_s < 100$ обычно используют центробежные вентиляторы, а при $n_s > 100$ — осевые.

Отечественная промышленность выпускает вентиляторы различных размеров. Номер вентилятора указывает диаметр его рабочего колеса в дециметрах. Пылевые вентиляторы изготовляются из наиболее износоустойчивых материалов с утолщенными лопатками (рис. 172, *в*). Иногда лопатки рабочего колеса наваривают твердыми сплавами.

Центробежные вентиляторы, применяемые как дымососы, имеют некоторые особенности. Они изготовляются из более прочных температуроустойчивых материалов. Кожух, подшипники, а иногда вал и рабочее колесо дымососа охлаждаются водой. В спиральном кожухе дымососов устраиваются люки для ревизии и чистки. Рабочие колеса дымососов являются тихоходными и изготовляются с малым числом лопаток. Для увеличения срока службы дымососов перед ними устанавливают золоуловители различных конструкций.

ПОДАЧА, ДАВЛЕНИЕ, РАСХОДУЕМАЯ МОЩНОСТЬ И КПД ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Подача Q центробежного вентилятора — это объемное количество воздуха или газа, подаваемое вентилятором в единицу времени. В практике обычно подачу вентилятора определяют по действительным условиям всасывания или нагнетания. Она может быть также приведена к стандартным техническим условиям: температуре 20°С, абсолютному давлению 101,3 кПа (760 мм рт. ст.), плотности $\rho_{ст} = 1{,}2$ кг/м^3 и относительной влажности $\varphi = 50$.

В технике полное давление p, создаваемое вентилятором, и его статическую составляющую $p_{ст}$ отсчитывают от атмосферного давления, а не от абсолютного нуля. Таким образом, p и $p_{ст}$ представляют собой разности между истинным значением рассматриваемого давления и атмосферным давлением 101,3 кПа. Вследствие этого, если вентилятор создает избыточное давление, то p и $p_{ст}$ будут иметь положительные значения, а при вакууме — отрицательные. Динамическое давление $p_д$ всегда положительно.

Между давлением p и напором газа H существует соотношение:

$$p = \rho g H$$

причем,

$$p = p_{ст} + p_д. \qquad (18.2)$$

В свою очередь, статическое давление складывается из вакуума, создаваемого вентилятором на всасывании $p_в$, и давления $p_н$, создаваемого на нагнетании:

$$p_{ст} = p_в = p_н. \qquad (18.3)$$

Динамическое давление определяется по скорости газа или воздуха c в выходном патрубке вентилятора:

$$p_д = \frac{\rho c^2}{2}. \tag{18.4}$$

Следовательно, полное давление вентилятора определяется зависимостью

$$p = p_в + p_н + \frac{\rho c^2}{2}. \tag{18.5}$$

Если всасывающий патрубок вентилятора открыт непосредственно в атмосферу ($p_в = 0$), то такой вентилятор называется нагнетательным и

$$p = p_н + \frac{\rho c^2}{2}. \tag{18.6}$$

Если нагнетательный патрубок вентилятора открыт в атмосферу, то

$p_н = 0$ и тогда

$$p = p_в + \frac{\rho c^2}{2}. \tag{18.7}$$

Такой вентилятор называется всасывающим.

В случае, когда вентилятор установлен так, что он только перемещает воздух, не создавая разрежения на всасывании и напора на нагнетании, то $p_в = 0$ и $p_н = 0$. Такой вентилятор называется безнапорным. Он не создает статического напора, а его энергия затрачивается только на создание скорости перемещаемого воздуха:

$$p = \frac{\rho c^2}{2}. \tag{18.8}$$

Полный напор, создаваемый вентилятором, может быть определен по аналогии с напором центробежного насоса по формуле

$$H = \frac{u_2 c_т}{g} k \eta_г, \tag{18.9}$$

где H — напор вентилятора;

k — коэффициент, учитывающий конечное число лопастей рабочего колеса вентилятора; значение k находится в пределах 0,8—0,85 и тем больше, чем больше число лопастей; $\eta_г$ — гидравлический КПД вентилятора, обычно равный 0,7—0,85.

Мощность, потребляемая вентилятором, определяется по подаче Q и создаваемому полному давлению p.

Исходя из значений Q и p, действительная мощность, потребляемая вентилятором, определится величиной

$$N = \frac{Qp}{1000\eta}. \tag{18.10}$$

Характернстики вентиляторов представляют собой графнки функциональной зависимости полного давления p, расхода мощности N и КПД η от подачи Q вентилятора. Такие графики получают в процессе испытания вентиляторов прн частоте вращения $n=\text{const}$ и называют индивидуальными размерными характеристиками. Например, индивидуальная размерная характеристика центробежного вентилятора ВНИИСТО серии ВРС № 5 приведена на рис. 173.

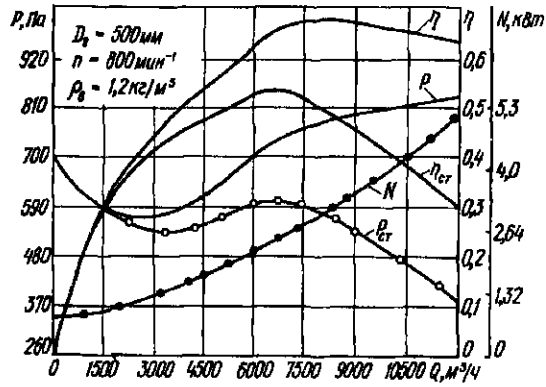
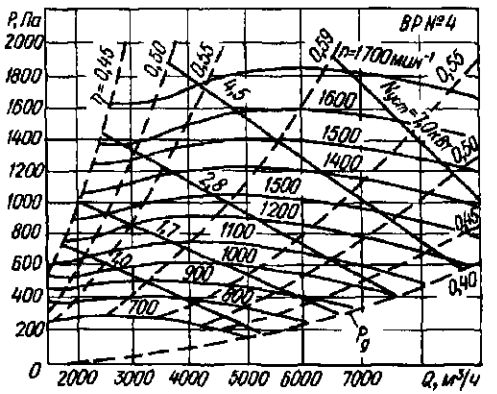


Рис. 173. Индивндуальная размерная характернстнка центробежного вентнлятора ВНИИСТО серии ВРС № 5.

Зависимость $p=f(Q)$ является результирующей суммарной кривой статического и динамического давления для каждой опытной точки.

Чтобы такими характеристиками можно было пользоваться без дополнительных вычислений, на график нанесены крнвые КПД по статнческому и полному давлению: $\eta_{ст}=f(Q)$ н $\eta=f(Q)$.

Испытывая вентилятор при нескольких частотах вращения или пересчитав по формулам пропорциональности результаты испытания при одной частоте $n=\text{const}$ на несколько различных ее значений, можно построить универсальную обезличенную размерную характеристику для нескольких частот вращения. Такая характеристика показна на рис. 174 для центробежного вентилятора серии ВР № 4.



Рнс. 174. Унннверсальная обезличенная размерная характернстика центробежного вентнлятора серни ВР № 4.

Используя характеристики вентилятора, следует иметь в виду, что по существующим ГОСТ не допускается применение вентиляторов на расчетном режиме при КПД меньше, чем $0{,}9\,\eta_{max}$.

Для серии геометрически подобных вентиляторов при условии сохранения подобия режимов работы можно построить типовые безразмерные характеристики. На основе теорин подобия

центробежных машин в ЦАГИ разработан метод построения типовых безразмерных характеристик, заключающийся в следующем.

На осях координат откладываются характерные безразмерные значения величин $\bar{Q}$, $\bar{p}$, $\bar{N}$, в качестве которых принимаются:

а) коэффициент подачи

$$\bar{Q} = \frac{Q}{nD_2^3} = \frac{Q}{F_2 u_2}; \qquad (18.11)$$

б) коэффициент полного давления

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho u_2^2}; \qquad (18.12)$$

в) коэффициент статического давления

$$\bar{p}_{ст} = \frac{p_{ст}}{\rho u_2^2}; \qquad (18.13)$$

г) коэффициент потребляемой мощности

$$\bar{N} = \frac{1000N}{\rho u_2^3 F_2}. \qquad (18.14)$$

Предполагая, что коэффициенты полезного действия для серии подобных вентиляторов одинаковы, можно наиести на график соответствующие значения:

а) КПД по полному давлению

$$\eta = \frac{\bar{Q}\bar{p}}{\bar{N}} = \frac{Qp}{1000N}; \qquad (18.15)$$

б) КПД по статическому давлению

$$\eta = \frac{\bar{Q}\bar{p}_{ст}}{\bar{N}} = \frac{Qp_{ст}}{1000N}. \qquad (18.16)$$

Для иллюстрации на рис. 175 приведеиа безразмерная характеристика центробежных вентиляторов ВНИИСТО серии ВРС (по данным испытаний ЦАГИ). Пренмущество типовых безразмерных характеристик заключается в том, что вместо множества индивидуальных характеристик,

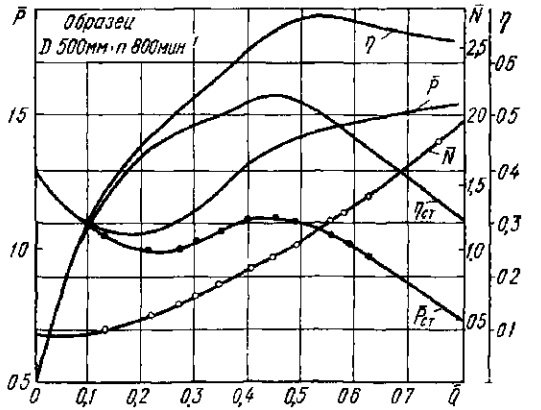


Рис. 175. Безразмерная характеристика центробежных вентиляторов ВНИИСТО серии ВРС (по данным испытаний ЦАГИ).

относящихся к различным частотам вращения и размерам вентиляторов одной серии, можно обойтись одной характеристикой, отражающей все свойства рассматриваемой серии машин.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Методы регулирования подачи центробежных вентиляторов в принципе мало отличаются от методов регулирования центробежных насосов. Наиболее простым и широко примеияемым в практике является метод регулирования подачи задвижкой или заслонкой, установленной на нагнетательной линии вентилятора. В этом случае регулирование возможно только в сторону уменьшения подачи. Прикрывание задвижки ведет к увеличению сопротивления сети, к изменению ее $Q—p$ характеристики.

Другим способом регулирования подачи вентилятора является изменение частоты вращения его рабочего колеса. Этот способ регулирования применим не только для уменьшения подачи, но и для ее увеличения. Он не влечет за собой бесполезной затраты энергии, так как отсутствует искусственно создаваемое сопротивление сети.

Однако способ регулирования подачн вентилятора путем изменения частоты вращения, несмотря на свои преимущества, реже применяется в практнке, так как пока отсутствуют достаточно удобные и экоиомичные способы изменения частоты вращения применяемых для привода электродвигателей.

Кроме указаиных способов иногда используется метод регулирования подачи вентилятора с помощью направляющего аппарата, устанавливаемого в иепосредственной близости от входа в рабочее колесо. Конструктивно такой аппарат представляет собой осевую или радиально расположенную решетку с поворотными лопастями, которые изменяют направление всасываемого потока, сокращают количество поступающего газа или воздуха в рабочее колесо или полностью прекращают всасывание.

Анализ изменения расхода мощности вентилятором при регулировании его подачи задвижкой на нагнетании и с помощью поворотных лопастей на всасывании при $n=\text{const}$ подтверждает пренмущество последнего.

В заключение следует заметить, что при любой постоянной частоте вращения рабочего колеса центробежного вентилятора, расход мощности увеличивается с увеличением подачи. Поэтому для предотвращения перегрузки электродвигателя включение в работу вентилятора должно пронзводиться при закрытой задвижке ($Q=0$).

ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЙ РАБОТЫ

Для подбора вентилятора необходимо знать его максимальные значения подачи и давления в рабочих условиях. Кроме того, необходимо знать назначение вентилятора, т. е. условия, в которых он должен эксплуатнроваться: температуру газа или воздуха, хнмическую агрессивность, наличне механических примесей.

Зная подачу и давление, которое должен создавать вентилятор, его можно подобрать по таблицам, содержащим сведения о технических данных вентиляционных установок, выпускаемых промышленностью. Можно также воспользоваться характеристиками вентиляторов, которые приводятся в каталогах и справочниках [12, 24].

Подбор вентилятора по таблицам не требует каких-либо дополнительных пояснений. При использовании индивидуальных характеристик (рис. 173) или обезличенных размерных характеристик (рис. 174) необходимо найти рабочую точку вентилятора. Эта точка находится на пересечении вертикальной линии, проведенной через ось абсцисс в точке принятой подачи Q и горизонтали, проведенной через ось ординат в точке принятого давления p. По рабочей точке на графике можно определить КПД вентилятора. Если КПД в выбранном режиме меньше $0{,}9\,\eta_{max}$, необходимо изменить условия работы вентилятора (изменяя частоту вращения n) или перейти к подбору другого типа вентилятора. Следует помнить, что данные таблиц и характеристики относятся к стандартным условиям.

При выборе пылевого вентилятора или дымососа необходимо иметь в виду, что скорость воздуха или газа в проточной части должна быть не меньше скорости транспортирования твердых частиц максимально возможного размера, в противном случае будет происходить оседание частиц и занос каналов.

ОСЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ

Вентилятор, конструкция которого обеспечивает продольное перемещение воздуха вдоль его оси, называется осевым. Наиболее простой осевой вентилятор (рис. 176) состоит из следующих частей: осевого лопастного рабочего колеса *1*, цилиндрического кожуха *6*, входного коллектора *7*, имеющего очертания плавного раструба. На выходе устанавливается диффузор *2* с выходным отверстием *5*. Передняя торцевая часть втулки лопастного колеса и электродвигатель *4* вентилятора закрыты обтекателями *8* и *3*.

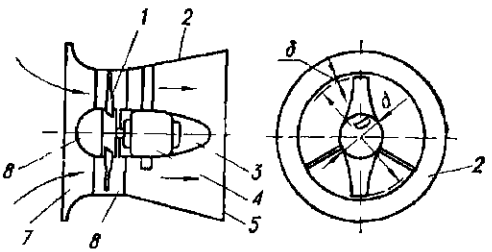


Рис. 176. Схема устройства осевого вентилятора.

Лопастное колесо монтируется непосредственно на валу электродвигателя или на специальной втулке, жестко посаженной на вал электродвигателя, который находится в центре воздушного потока соосно с кожухом вентилятора.

При быстром вращении лопастного колеса воздух всасывается через коллектор *7*, проходит через кожух *6*, диффузор *2* и

выбрасывается через выходное отверстие *5*. Диффузор *7* используется для преобразования части кинетической энергии воздуха в давление. Поэтому давление воздуха за лопастным колесом в диффузоре больше, чем в кожухе вентилятора.

Чтобы предотвратить перетекание воздуха из области более высокого давления (диффузора) в область всасывания (коллектор) зазор δ между внешними кромками лопастей и кожухом вентилятора делают минимальным, не превышающим 1,5% длины лопатки, т. е.

$$\delta \leqslant 0{,}015\,\frac{D-d}{2}\,. \qquad (18.17)$$

Лопастное колесо вентилятора состоит из втулки относительно большого размера (от 40 до 70% диаметра колеса) с центральным отверстием для вала. На втулке в специальных пазах закреплены лопасти. Иногда лопасти крепятся на специальном ободе, который монтируется на внешней поверхности втулки. Лопасти могут быть поворотными или закреплены наглухо. Количество лопастей колеблется от 2 до 16, в зависимости от назначения вентилятора.

В крупных вентиляторах лопасти для облегчения делают пустотелыми, а для удобства регулирования — поворотными. В этом случае регулирование достигается установкой лопастей под разным углом к плоскости вращения. Такой способ регулирования осевого вентилятора, а также способ регулирования поворотом лопастей направляющего аппарата (если такой имеется) являются наиболее целесообразными, так как позволяют изменить характеристику вентилятора в нужном направлении, что является преимуществом перед способами регулирования задвижкой или изменением частоты вращения лопастного колеса.

В настоящее время широкое распространение получили вентиляторы ЦАГИ серии МЦ (низконапорные с цилиндрическими лопастями). Вентиляторы серии МЦ выпускаются от № 4 до № 12 и применяются для вентиляции гражданских и промышленных зданий. Полный КПД таких вентиляторов достигает 65%. Так, например, при $n=960$ мин$^{-1}$ вентилятор серии МЦ № 4 создает максимальный расход $Q=1200$ м^3/ч при давлении $p=40$ Па, а № 12 может создать максимальный расход $Q=65\,000$ м^3/ч при давлении $p=200$ Па. При $n=1450$ мин$^{-1}$ вентилятор серии МЦ № 4 создает минимальный расход $Q=1800$ м^3/ч при давлении $p=90$ Па, а вентилятор № 8 — максимальный расход $Q=30\,000$ м^3/ч при давлении $p=200$ Па.

Выпускаются и более совершенные осевые вентиляторы ЦАГИ серии ЦЗ-04, максимальный КПД которых достигает 76%. Вентиляторы № 5, 6 и 10 этой серии при $n=960$ мин$^{-1}$ создают расход от $Q=3100$ м^3/ч при давлении $p=65$ Па (венти-

лятор № 5) до $Q=45\,000$ м³/ч при давлении $p=100$ Па (вентилятор № 10).

При $n=1450$ мин$^{-1}$ вентилятор № 4 этой серии создает расход $Q=2500$ м³/ч при давлении $p=100$ Па, а вентилятор № 8 — $Q=36\,000$ м³/ч при давлении $p=140$ Па.

Из сравнения осевых вентиляторов с центробежными следует, что осевые вентиляторы при равных эксплуатационных условиях менее громоздки, занимают меньшую площадь, конструктивно более просты и при больших подачах воздуха значительно экономичнее. Они развивают относительно меньшее давление (40—400 Па), но способны перемещать большие количества воздуха — до нескольких десятков тысяч метров кубических в час. Поэтому осевые вентиляторы применяются в вентиляционных системах с большой подачей воздуха, где отсутствуют значительные сопротивления.

Хотя обычно осевые вентиляторы применяются в системах с давлением до $p=200$—300 Па, встречаются установки с последовательно работающими осевыми вентиляторами, создающими общее давление до $p=1000$ Па. Такие установки называются высоконапорными.

Изучение характеристик осевых вентиляторов показывает, что наибольший расход мощности у осевых вентиляторов получается при закрытой задвижке ($Q=0$). Затем с увеличением подачи происходит значительное и резкое падение давления и расхода мощности. Поэтому пуск осевого вентилятора в работу должен производиться при открытой задвижке.

Одним из преимуществ осевых вентиляторов является их быстроходность. Вследствие этого они допускают непосредственное соединение с быстроходными электродвигателями и паровыми турбинами. В зависимости от конструкции лопастей допускается доводить окружную скорость до значений 100—200 м/с.

Подачу осевых вентиляторов Q, давление p и расход мощности N рассчитывают по приведенным формулам для центробежных вентиляторов.

В производственных условиях иногда приходится перемещать большие количества воздуха высокой влажности с примесями химически агрессивного характера. В таких случаях установка электродвигателя в центре потока недопустима, а потому применяются вентиляторы с электродвигателями, вынесенными из потока.

Работа вентиляторов связана с сильным шумом, переходящим иногда в гудение. Это значительный их недостаток. Для уменьшения шума рекомендуется: металлический кожух вентилятора заменять железобетонным; изолировать фундамент вентилятора от частей здания, стыки воздуховодов выполнять со вставками из плотной парусины и брезента; сооружать вентиляторы в деревянных футлярах, обитых войлоком.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ И ПОДБОРА НАСОСОВ

Приведем примеры полного гидравлического расчета трубопроводов для отдельных станций пищевого производства и методику подбора насосов, обслуживающих систему трубопроводов.

В качестве примеров рассмотрим реальные задачи расчета отдельных станций свеклосахарного завода. Эти примеры достаточно универсальны и могут быть использованы в других отраслях пищевого производства.

Пример 1. Рассчитать систему трубопроводов и подобрать насос для откачки густого сиропа из концентратора выпарной станции свеклосахарного завода на сульфитатор. Производительность завода 3000 т свеклы в сутки. Схема установки показана на рис. 177.

Р е ш е н и е. В соответствии с нормативами принимаем количество густого сиропа из выпарки $a=27\%$ по массе перерабатываемой свеклы. Тогда расход густого сиропа, поступающего из выпарки составит

$$Q = \frac{Aa}{100 \cdot 24 \cdot 3600\rho},$$

где A — производительность завода, тонн свеклы в сутки;
ρ — плотность сиропа, равная 1,3 т/м³.
Следовательно,

$$Q = \frac{3000 \cdot 27}{100 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 1{,}3} = 0{,}0072 \text{ м}^3/\text{с}.$$

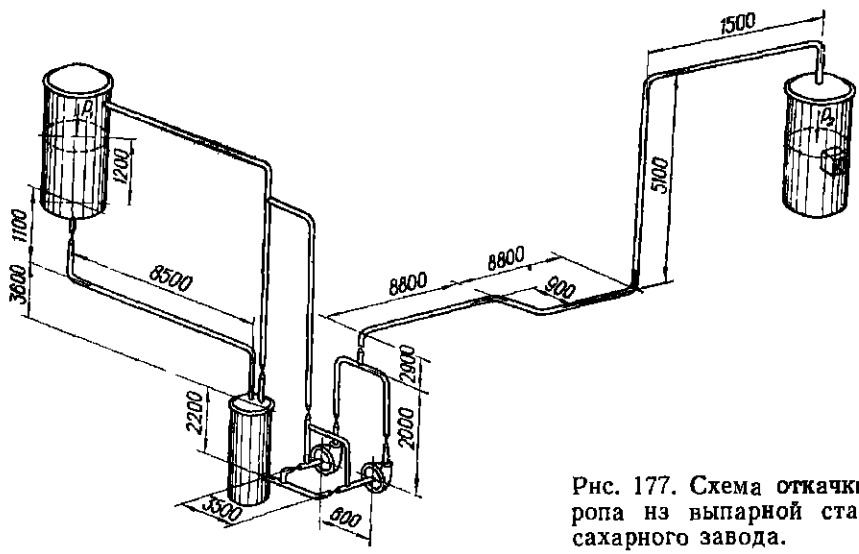


Рис. 177. Схема откачки сиропа из выпарной станции сахарного завода.

Если принять степень неравномерности поступления сиропа из выпарки 1,3, то расчет трубопроводов и подбор насоса следует вести на расход:

$$Q = 1{,}3 \cdot 0{,}0072 = 0{,}0094 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Характеристика всасывающей линии. Учитывая, что рекомендуемая скорость сиропа во всасывающем трубопроводе по нормативам равна 0,5—0,7 м/с

н принимая для расчета $v_1=0{,}6$ м/с, из выражения $Q=v_1\frac{\pi d_1^2}{4}$ находим диаметр трубопровода

$$d_1=\sqrt{\frac{4Q}{\pi v_1}}=\sqrt{\frac{1{,}275\cdot 0{,}0094}{0{,}6}}=0{,}141\ \text{м}.$$

Округляя диаметр до ближайшего значения $d_1=150$ мм, уточним действительную скорость сиропа во всасывающем трубопроводе

$$v_1=\frac{4Q}{\pi d_1^2}=\frac{0{,}0094\cdot 4}{3{,}14\cdot 0{,}15^2}=0{,}53\ \text{м/с}.$$

В соответствии со схемой установки длины l_1 всасывающего трубопровода составляет

$$l_1=0{,}6+3{,}5+3{,}6+8{,}5+1{,}1=17{,}3\ \text{м}.$$

На всасывающей линии имеются следующие местные гидравлические сопротивления:

два входа в трубу; три поворота на 90° с закруглением; две задвижки; два выхода из труб.

Данные по нагнетательной линии. В соответствии с нормативами, рекомендуемая скорость сиропа в нагнетательном трубопроводе составляет 0,8—1,0 м/с. Принимая $v_2=0{,}9$ м/с, находим

$$d_2=\sqrt{\frac{4Q}{\pi v_2}}=\sqrt{\frac{1{,}275\cdot 0{,}0094}{0{,}9}}=0{,}115\ \text{м}.$$

Примем $d_2=125$ мм и определим действительную скорость в нагнетательном трубопроводе

$$v_2=\frac{Q4}{\pi d_2^2}=\frac{0{,}0094\cdot 1{,}275}{0{,}125^2}=0{,}77\ \text{м/с}.$$

В соответствии со схемой установки длина l_2 нагнетательного трубопровода составляет:

$$l_2=2+2{,}9+18{,}5+5{,}1+1{,}5=30\ \text{м}.$$

На нагнетательной линии имеются следующие местные гидравлические сопротивления: вход в трубу; восемь поворотов на 90° с закруглением; задвижка и выход из трубы.

Для построения характеристики трубопровода, подбора насоса и последующего определения рабочей точки при работе центробежного насоса на данную систему трубопроводов необходимо определить манометрический напор $H_м$.

Как известно, манометрический напор, создаваемый насосом, затрачивается на преодоление геометрической высоты всасывания z_1, высоты нагнетания z_2, разности напоров на концах трубопровода $\frac{p_2-p_1}{\rho g}$, гидравлических сопротивлений на всасывающей линии h'_w и гидравлических сопротивлений на нагнетательной линии h''_w, т. е.

$$H_м=z_1+z_2+\frac{p_2-p_1}{\rho g}+h'_w+h''_w.$$

Преобразуем эту зависимость, выразив величины h'_w и h''_w через расход Q. Тогда

$$H_м=z_1+z_2+\frac{p_2-p_1}{\rho g}+\frac{v_1}{2g}\left(\sum\nolimits_1\zeta+\lambda\frac{l_1}{d_1}\right)+\frac{v_2}{2g}\left(\sum\nolimits_2\zeta+\lambda\frac{l_2}{d_2}\right),$$

где λ — коэффициент сопротивления трения по длине;

$\Sigma_1\zeta$ и $\Sigma_2\zeta$ — суммы коэффициентов местных сопротивлений соответственно на всасывающей и нагнетательной линиях трубопроводов.

С учетом изложенного, зависимость для манометрического напора может быть записана в виде

$$H_м = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d_1^4}\left(\sum_1 \zeta + \lambda \frac{l_1}{d_1}\right) + \frac{Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d_2^4}\left(\sum_2 \zeta + \lambda \frac{l_2}{d_2}\right).$$

Для определения напора $H_м$ установим последовательно значения каждой из величин, входящих в правую часть равенства.

Если принять уровень сиропа в концентраторе 1,2 м, то высота установки насоса под уровнем составит 2,2+3,6+1,1+1,2=8,1 м, т. е. геометрическая высота всасывания $z_1 = -8{,}1$ м, а геометрическая высота нагнетания $z_2 = 2+2{,}9+5{,}1 = 10$ м.

Абсолютное давление в концентраторе над поверхностью сиропа, при условии поддержания в нем вакуума 85 326 Па (640 мм рт. ст.), $p_1 = 98\,100 - 85\,326 = 12\,774$ Па (96 мм рт. ст.).

Абсолютное давление p_2 в сульфитаторе (над сульфитируемым сиропом) можно принять равным атмосферному давлению $p_2 = 98\,100$ Па.

Разность напоров на концах трубопровода $\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$ должна быть выражена (как и все члены правой части уравнения) в метрах. Поэтому следует принять для сиропа $\rho = 1300$ кг/м³. Тогда окончательно

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{98100 - 12774}{1300 \cdot 9{,}8} = 6{,}7 \text{ м}.$$

Напомним, что $Q = 0{,}0094$ м³/с; $d_1 = 0{,}15$ м; $d_2 = 0{,}125$ м; $l_1 = 17{,}3$ м; $l_2 = 30$ м.

Для определения коэффициента сопротивления трения по длине необходимо установить, в каком режиме будет происходить движение сиропа в трубопроводе.

Определяем значение $\mathrm{Re} = \frac{v d}{\nu}$. Кинематическая вязкость определяется зависимостью $\nu = \frac{\mu(\text{П})}{\delta}$, см²/с. По данным Г. М. Знаменского для сиропа при температуре 60° С и содержании сухих веществ СВ=65%, абсолютная вязкость составляет

$$\mu = 10{,}67 \text{ сП} = 0.107\text{П}.$$

Относительная плотность сиропа $\delta = 1{,}3$. Тогда

$$\nu = \frac{0{,}107}{1{,}3} = 0{,}0825 \text{ см}^2/\text{с}.$$

В таком случае для условий всасывания:

$$\mathrm{Re} = \frac{v_1 d_1}{\nu} = \frac{53 \cdot 15}{0{,}0825} = 9650.$$

Судя по критерию Re, течение сиропа происходит в промежуточной области, где на величину λ оказывает влияние шероховатость труб и вязкость жидкости, $\lambda = f\left(\frac{\Delta}{d}, \mathrm{Re}\right)$.

Поэтому воспользуемся формулой А. Д. Альтшуля (6,25), которая пригодна для реальных шероховатых труб:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{\Delta_{эк}}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}.$$

Эквивалентная абсолютная шероховатость для стальных умеренно заржавевших сварных труб по данным автора $\Delta_{эк} = 0{,}50$ мм. Поэтому

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{0{,}5}{150} + \frac{68}{9650}\right)^{0{,}25} = 0{,}035.$$

В дальнейшем без большой погрешности коэффициент сопротивления трения по длине λ принимается одинаковым для всасывающего и нагнетательного трубопровода.

Для коэффициентов местных гидравлических сопротивлений примем следующие значения: вход в трубу $\zeta_{вх} = 0{,}5$; поворот под углом 90° с закруглением $\zeta_{90°} = 0{,}37$; задвижка Лудло (открытая) $\zeta_{задв} = 0{,}12$; выход под уровень $\zeta_{вых} = 1$.

Зависимость манометрического напора $H_м$ от подачи Q насоса, перекачивающего сироп, может быть представлена в виде

$$H_м = A_1 + BQ^2,$$

где

$$A_1 = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g};$$

$$B = \frac{16}{2g\pi^2 d_1^4}\left(\sum\nolimits_1 \zeta + \lambda\frac{l_1}{d_1}\right) + \frac{16}{2g\pi^2 d_2^4}\left(\sum\nolimits_2 \zeta + \lambda\frac{l_2}{d_2}\right).$$

Подставляя значения перечисленных величин, находим

$$A_1 = -8{,}1 + 10 + 6{,}7 = 8{,}6 \text{ м};$$

$$B = 0{,}0828\left(\frac{\Sigma_1\zeta + \lambda\, l_1/d_1}{d_1^4} + \frac{\Sigma_2\zeta + \lambda\, l_2/d_2}{d_2^4}\right);$$

где

$$\Sigma_1\zeta = 2\zeta_{вх} + 3\zeta_{90°} + 2\zeta_{задв} + 2\zeta_{вых} = 2\cdot 0{,}5 + 3\cdot 0{,}37 + 2\cdot 0{,}12 + 2\cdot 1 = 4{,}35;$$

$$\Sigma_2\zeta = \zeta_{вх} + 8\zeta_{90°} + \zeta_{задв} + \zeta_{вых} = 0{,}5 + 8\cdot 0{,}37 + 0{,}12 + 1{,}0 = 4{,}58.$$

Следовательно,

$$B = 0{,}0828\left(\frac{4{,}35 + 0{,}035\,\frac{17{,}3}{0{,}15}}{0{,}15^4} + \frac{4{,}58 + 0{,}035\,\frac{30}{0{,}125}}{0{,}125^4}\right) = 5830;$$

$$H_м = A_1 + BQ^2 = 8{,}6 + 5830Q^2.$$

Для составления характеристики трубопровода $H_м = f(Q)$ зададимся значениями расходов Q, для которых определим $H_м$ (табл. 37).

Таблица 37

Зависимость манометрического напора от подачи

Q, м³/с	$H_м$, м	Q, м³/с	$H_м$, м
0,00	8,6	0,04	17,95
0,005	8,615	0,05	23,2
0,01	9,18	0,06	29,6
0,02	10,99	0,07	37,2
0,03	13,85	0,08	46,0

На рис. 178 приведена $Q—H$ характеристика трубопровода, составленная по данным расчета. На этом же рисунке нанесены $Q—H$ характеристики насосов, применяемых на заводах для откачки сиропа из выпарной станции.

Так на заводе производительностью 3000 т свеклы в сутки устанавливается насос СОТ-60 с частотой вращения $n=1450$ мин$^{-1}$.

Как видно из графика совмещения характеристик насоса и трубопровода, рабочая точка данного насоса на данный трубопровод, являющаяся точкой пересечения их $Q—H$ характеристик, соответствует подаче $Q=62{,}5$ л/с и напору $H=30{,}5$ м. Это точка предельной подачи данного насоса на данный трубопровод. Фактически количество сиропа, которое поступает из выпарки к насосу, составляет примерно 10 л/с (0,0094 м^3/с).

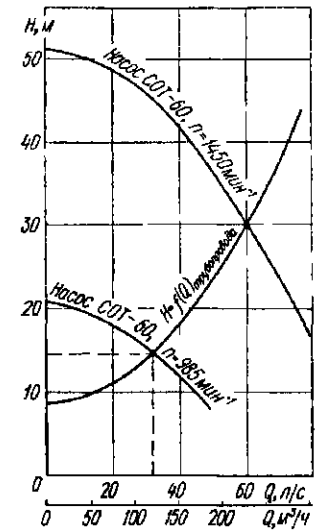


Рис. 178. Совмещенные $Q—H$ характеристики насоса и трубопровода.

При подаче такого количества сиропа (при полностью открытой задвижке) насос будет создавать напор менее 10 м. Проведенные нами опыты показали, что в таком случае условии перекачки примерно соответствуют характеристике трубопровода.

Следует помнить, что $Q—H$ характеристика получается при испытании насоса регулированием подачи задвижкой на нагнетании в достаточном количестве поступающей жидкости. Поэтому насосная установка СОТ-60 при $n=1450$ мин$^{-1}$ комплектуется электродвигателем $N=28—40$ кВт.

Совершенно очевидно, что насосная установка, рекомендуемая проектами для рассчитанных в примере условий, не будет экономичной

В данном случае насос СОТ-60 следует комплектовать электродвигателем с частотой вращения $n=985$ мин$^{-1}$, мощностью $N=10$ кВт, что полностью соответствует данным наших испытаний [39].

Как видно из рис. 178, на котором также нанесена $Q—H$ характеристика насоса СОТ-60 при $n=985$ мин$^{-1}$, его работа вполне обеспечит откачку сиропа из выпарки. Рабочая точка, т. е. точка предельной подачи такого насоса при нагнетании сиропа на тот же трубопровод соответствует $Q=32$ л/с при напоре $H=14{,}5$ м.

Для нормальной работы центробежного насоса, всасывающего сироп из работающего под вакуумом выпарного аппарата, необходимо установить непосредственно перед насосом сборник достаточной емкости, в который сироп из концентратора поступает самотеком.

Желательно, чтобы объем этого сборника был достаточен для работы насоса, хотя бы в течение 2 мин.

Такой сборник особенно необходим в том случае, когда насос, откачивающий сироп с выпарной станции, имеет бо́льшую подачу, чем необходимо.

В приведенном примере $Q=0{,}0094$ м^3/с. Следовательно, объем должен быть $V=0{,}0094\cdot 120=1{,}12$ м^3.

Если принять высоту сборника H над центром всасывающей трубы насоса 2,2 м, то диаметр сборника определится из выражения $V=\dfrac{D^2\pi}{4}H$

в виде

$$D=\sqrt{\frac{4V}{\pi H}}=\sqrt{\frac{1{,}12}{2{,}2}\,1{,}275}\approx 0{,}8 \text{ м}.$$

Для того чтобы сироп нормально поступал из концентратора, работающего под разрежением, в сборник перед насосом и из сборника в насос необходимо

установнть так называемые «оттяжкн». Это система трубок, показанная на схеме (см рис. 177), соединяющая верхнюю часть сборнка н всасывающнй патрубок насоса с верхним (надсоковым) пространством концентрата выпарки.

Площадь сечення трубок для оттяжек рекомендуется прнннмать не очень малой, прнмерно 15% от площадн сечекня всасывающего трубопровода, т. е.

$$\frac{\pi d_1^2}{4} 0{,}15 = \frac{\pi}{4} d_{\text{оттяж}}^2,$$

откуда

$$d_{\text{оттяж}} = \sqrt{0{,}15}\, d_1 = 0{,}388\ 0{,}15 \approx 0{,}06 \text{ м} = 60 \text{ мм}.$$

Прнмер 2. На сахарном заводе пронзводительностью 5000 т свеклы в сутки в продуктовом отделенни установлен паточный резервуар *1*, нз которого нормовая патока самотеком переходнт в резервуар *2* (рнс. 179).

Определнть уровень в резервуаре *1*, обеспечнвающнй непрерывную подачу патокн в резервуар *2* прн следующнх условнях: $l_1 = 15$ м, $d_1 = 100$ мм; $l_2 = 10$ м, $d_2 = 100$ мм; $l_3 = 60$ м, $d_3 = 150$ мм; $l_4 = 50$ м, $d_4 = 100$ мм; выход патокн составляет 4% по массе свеклы; степень неравномерности подачн 1,5; средняя температура патоки прн подаче $t = 75°$ С; плотность патокн $\rho = 1350$ кг/м³; абсолютная вязкость $\mu_{75°} = 632$ сП.

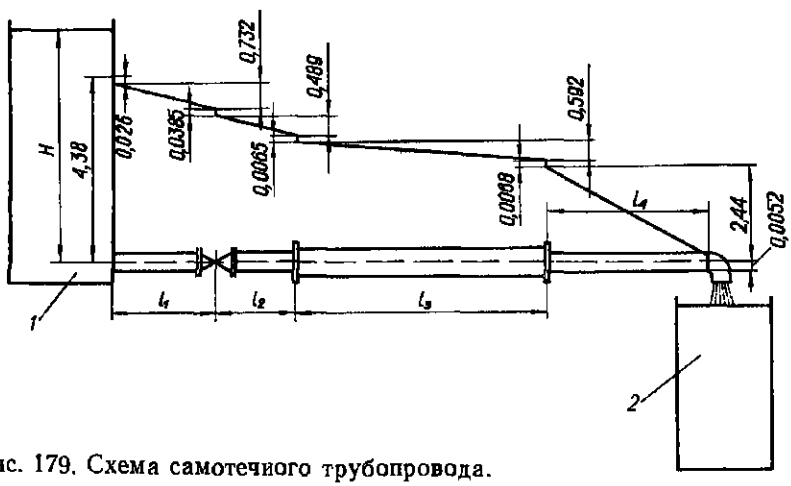
По результатам расчета постронть графнк распределення давленнн вдоль самотечного трубопровода.

Р е ш е н н е. Определим объемный расход кормовой патокн на заводе

$$Q = \frac{5000 \cdot 0{,}04}{24 \cdot 3600 \cdot 1{,}35} = 0{,}0017 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход патокн с учетом степенн неравномерности подачн

$$Q = 0{,}0017\ 1{,}5 \text{ м/с} = 0{,}0025 \text{ м}^3/\text{с}.$$



Рнс. 179. Схема самотечиого трубопровода.

Определнм площадн сеченнй трубопроводов прн $d_1 = 100$ мм н $d_3 = 150$ мм:

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 0{,}785 \cdot 0{,}1^2 \text{ м}^2 = 0{,}00785 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} = 0{,}785 \cdot 0{,}15^2 \text{ м}^2 = 0{,}0177 \text{ м}^2.$$

Скорость патокн на обоих участках трубопровода, считая, что $v_1=v_2=v_4$, равна

$$v_1=\frac{Q}{F_1}=\frac{0{,}0025}{0{,}00785}=0{,}32\ \text{м/с};\quad v_3=\frac{Q}{F_3}=\frac{0{,}0025}{0{,}0177}=0{,}14\ \text{м/с}.$$

Кинематическая вязкость кормовой патокн

$$\nu_{75^\circ}=\frac{\mu_{75^\circ}}{\delta}=\frac{6{,}32\text{П}}{\delta}=\frac{6{,}32}{1{,}35}=4{,}7\ \text{см}^2/\text{с}.$$

Определнем значенне $\text{Re}=\frac{vd}{\nu}$ н коэффнцненты сопротивлении трення по длнне для обонх участков трубопровода:

прн днаметре $d_1=0{,}1$ м

$$\text{Re}=\frac{32\cdot 10}{4{,}7}=68;\quad \lambda=\frac{64}{\text{Re}}=\frac{64}{68}=0{,}94;$$

прн диаметре $d_3=0{,}15$ м

$$\text{Re}=\frac{14\cdot 15}{4{,}7}=44{,}7;\quad \lambda=\frac{64}{\text{Re}}=\frac{64}{44{,}7}=1{,}43.$$

Запншем завнсимость для определения потерь напора в самотечном трубопроводе от резервуара *1* до резервуара *2*. Как нзвество, располагаемый напор H должен быть равен потерянному нанору h_{rl} на преодоленне всех сопротнвленнй. В данном случае напор H определнется уровнем жидкостн над центром отверстня в резервуаре *1* прн входе в трубопровод. Следовательно,

$$H=h_{rl}=\frac{v_1^2}{2g}\left(\zeta_{\text{вх}}+\lambda\frac{l_1}{d_1}+\zeta_{\text{задв}}+\lambda\frac{l_2}{d_2}+\zeta_{\text{вн.расш}}+\right.$$
$$\left.+\frac{F_1^2}{F_3^2}\lambda\frac{l_3}{d_3}+\zeta_{\text{вн.суж}}+\lambda\frac{l_4}{d_4}+\zeta_{\text{вых}}\right),$$

где v_1 — скорость патокн в участках трубопровода с днаметром $d=100$ мм; $\zeta_{\text{вх}}$ — коэффнцнент местного сопротнвленння прн входе в трубопровод, $\zeta_{\text{вх}}=0{,}5$.

Для первого, второго и четвертого участков трубопровода можно прнняты $\lambda=0{,}94$, а для третьего участка — $\lambda=1{,}43$. Коэффнцнент местного сопротивления частнчно прикрытой задвижкн $\left(\frac{F_n}{F_0}=0{,}6\right)$ прнннмается по данным нсследованнй [42] равным $\zeta_{\text{задв}}=17$.

Коэффнцнент местного сопротнвленння при внезапном расшнренни трубопровода от $d_1=100$ мм до $d_3=150$ мм, $\zeta_{\text{вн.расш}}=f\left(\text{Re},\frac{F_2}{F_3}\right)$, прн $\text{Re}=50$ н $\frac{F_2}{F_3}=\frac{d_2^2}{d_3^2}=\frac{0.1^2}{0{,}15^2}=0{,}45$ определяется по диаграмме Идельчика [11] $\zeta_{\text{вн.расш}}=1{,}25$.

Коэффнциент местного сопротнвленння при внезапном суженни трубопровода $\zeta_{\text{вн.суж}}$ от $d_3=150$ мм до $d_4=d_1=100$ мм прн $\text{Re}\approx 50$ н $\frac{F_4}{F_3}=0{,}45$ по данным работы [3] будет равен $\zeta_{\text{вн.суж}}=1{,}3$.

Коэффициент местного сопротивления при выходе из трубы $\zeta_{вых}=1$. Подставив в зависимость для определения потерь напора h_{rl} приведенные выше значения, получим

$$H = h_{rl} = \frac{0{,}32^2}{2\cdot 9{,}81}\left(0{,}5 + 0{,}94\frac{15}{0{,}1} + 17 + 0{,}94\frac{10}{0{,}1} + 1{,}25 + \right.$$

$$\left. + 0{,}2\cdot 1{,}43\cdot\frac{60}{0{,}15} + 1{,}3 + 0{,}94\frac{50}{0{,}1} + 1\right) = 0{,}00521\cdot 840 = 4{,}38 \text{ м}.$$

Для составления графика распределения давления вдоль трубопровода подсчитаем потери напора от отдельных местных сопротивлений и на отдельных участках по их длине.

Местные потери напора при входе в трубу из резервуара *1*:

$$h_{r\,вх} = \frac{v_1^2}{2g}\zeta_{вх} = 0{,}00521\cdot 0{,}5 \text{ м} = 0{,}0026 \text{ м}.$$

Потери напора по длине l_1 первого участка:

$$h_{l1} = \frac{v_1^2}{2g}\lambda\frac{l_1}{d_1} = 0{,}00521\cdot 141 \text{ м} = 0{,}732 \text{ м}.$$

Местные потери в задвижке

$$h_{r\,задв} = \frac{v_1^2}{2g}\zeta_{задв} = 0{,}00521\cdot 17 \text{ м} = 0{,}0885 \text{ м}.$$

Потери напора по длине l_2 второго участка

$$h_{l2} = \frac{v_1^2}{2g}\lambda\frac{l_2}{d_2} = 0{,}00521\cdot 94 \text{ м} = 0{,}489 \text{ м}.$$

Местные потери при внезапном расширении струи

$$h_{r\,вн.расш} = \frac{v_1^2}{2g}\zeta_{вн.расш} = 0{,}00521\cdot 1{,}25 \text{ м} = 0{,}0065 \text{ м}$$

Потери напора по длине l_3 третьего участка

$$h_{l3} = \frac{F_1^2}{F_3^2} - \frac{v_1^2}{2g}\lambda\frac{l_3}{d_3} = 0{,}2\cdot 0{,}00521\cdot 572 \text{ м} = 0{,}592 \text{ м}.$$

Местные потери напора при внезапном сужении струи

$$h_{r\,вн.суж} = \frac{v_1^2}{2g}\zeta_{вн.суж} = 0{,}00521\cdot 1{,}3 = 0{,}0068 \text{ м}.$$

Потери напора по длине l_4 четвертого участка

$$l_{l4} = \frac{v_1^2}{2g}\lambda\frac{l_4}{d_4} = 0{,}00521\cdot 0{,}94\frac{50}{0{,}1} = 2{,}44 \text{ м}.$$

Местные потери напора при выходе из трубы

$$h_{r\,вых} = \frac{v_1^2}{2g}\zeta_{вых} = 0{,}00521\cdot 1 = 0{,}0052 \text{ м}.$$

Таким образом, график распределения давлений по длине трубопровода может быть изображен в виде ломаной линии (см. рис. 179), каждое звено которой представляет потерю напора на данном участке трубопровода, а сумма потерь напора равна наименьшему значению $H=4{,}38$ м, при котором сохраняется расчетный режим течения потоки в трубопроводе.

Приведенные примеры расчета трубопроводов и подбора насосов необходимы не только для выяснения истинных условий работы данного насоса на данный трубопровод, но и для повышения эффективности их работы.

Условия для повышения общего коэффициента полезного действия насосной установки могут быть выбраны только после определения действительной рабочей точки совмещением характеристик насоса и трубопровода. Положение рабочей точки относительно максимума КПД указывает степень экономической эффективности работы установки и способы ее повышения.

В случае установки параллельно или последовательно работающих насосов необходимо выполнять расчеты и составлять графические характеристики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. М.—Л., «Энергия», 1964.
2. Айзенштейн М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. М., Гостоптехиздат, 1957.
3. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления. М., «Недра», 1970.
4. Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М., «Машиностроение», 1970.
5. Волчков И. И. Насосы для молока и молочных продуктов. М., «Пищевая промышленность», 1969.
6. Востоков А. И., Лепешкин И. П., Будный А. В. Расчет технической мощности оборудования и сооружений свеклосахарных заводов. М., «Пищевая промышленность», 1965.
7. Гребенюк С. М. Технологическое оборудование сахарных заводов, М., «Пищевая промышленность», 1969.
8. Знаменский Г. М. Методы расчета трубопроводов для жидких полупродуктов спиртового производства. Киев, Изд. Киевского технологического института пищевой промышленности, 1939.
9. Знаменский Г. М. Насосы, компрессоры, вентиляторы. Киев, Гостехиздат, 1951.
10. Знаменский Г. М. Технологическое оборудование сахарных заводов. М., «Пищепромиздат», 1952.
11. Идельчик Ч. И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.
12. Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. М., «Высшая школа», 1962.
13. Каменев П. Н. Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты. М., Машстройиздат, 1950.
14. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М., «Химия», 1973.
15. Кисслев В. И. Насосы, компрессоры, вентиляторы. М., Металлургиздат, 1959.
16. Кисслев П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам. М., «Энергия», 1974.
17. Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей. М., ГИТТЛ, 1951.

18 Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. Изд. 2-е. М.—Л., «Машиностроение», 1966.

19. Маковозов М. И. Гидравлика и гидравлические машины. М., Машгиз, 1962.

20. Марьянчик В. Л., Будный А. В., Бондаренко В. А. Механизация трудоемких работ на сахарных заводах. М., Пищепромиздат, 1960.

21. Насосы. Каталог-справочник. М.—Л., Машгиз, 1960.

22. Николаев Л. К. Насосы пищевой промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1972.

23. Павловский Н. Н. Основы гидравлики, открытые русла и сопряжение бьефов сооружений. Собрание сочинений. Т. I. М.—Л., Издательство АН СССР, 1955.

24. Пеклов А. А. Гидравлические машины и холодильные установки. Киев, «Вища школа», 1971.

25. Рысин С. А. Справочник по вентиляторам. Издательство по строительству и архитектуре, 1954.

26. Соловьев А. Н., Каплуи А. Б. Вибрационный метод измерения вязкостей. Новосибирск, «Наука», 1970.

27. Сборник задач по гидравлике. Под редакцией В. А. Большакова, Изд. 2-е. Киев, «Вища школа», 1972.

28. Сурков В. Д., Липатов Н. И., Барановский Н. В. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности. М., «Пищевая промышленность», 1970.

29. Суханов Д. Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. М., Машгиз, 1952.

30. Турк В. И. Насосы и насосные станции. М., Издательство по строительству и архитектуре, 1953.

31. Угинчус А. А. Гидравлика и гидравлические машины. Харьков, Изд. ХГУ, 1970.

32. Френкель Н. З. Гидравлика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.

33. Флоринский М. М. Насосы и насосные станции. М., Издательство сельскохозяйственной литературы, 1959.

34. Чарный И. А. Основы газовой динамики. М., Гостехиздат, 1961.

35. Черкасский В. М., Романова Т. М., Кауль Р. А. Насосы, компрессоры, вентиляторы. М., «Энергия», 1968.

36. Чугаев Р. Р. Гидравлика. М., Госэнергоиздат, 1963.

37. Шевелев В. А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах. М., Издательство литературы по строительству и архитектуре, 1953.

38. Шлипченко З. С. Новая экспериментальная зависимость для определения коэффициента сопротивления трения по длине трубопровода при течении кормовой патоки.— В кн.: Труды Киевского технологического института пищевой промышленности. В. 25. М., Пищепромиздат, 1962.

39. Шлипченко З. С., Литвинов Е. В. О подборе и эксплуатации центробежных насосов СОТ и НФ.— В кн.: Труды технологического института пищевой промышленности. Киев, Изд. КГУ, 1955.

40. Шлипченко З. С., Литвинов Е. В. Факторы, которые необходимо учитывать при подборе насосов типа СОТ и НФ-125.— «Сахарная промышленность», 1954, № 7.

41 Шлнпченко З С, Руденко-Грицюк Г Е Исследованке некоторых местных сопротивленнй трубопровода при теченнн кормовои патоки — В кн Труды Кневского технологического ннститута пнщевой промышленности Вып 25 М, Пнщепромнздат, 1962

42 Шлипченко З С, Руденко-Грнцюк Г Е, Кресаи Н Г Местиое гндравлнческое сопротнвленне пробочного крана при теченнн мелассы В кн Известня высшнх учебных заведений, Пнщевая технология, № 4, Краснодар, 1964

43 Юфнн А П Гндравлнка, гндравлические машнны н гидропрнвод М, «Высшая школа», 1965

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Часть первая. ГИДРАВЛИКА 5

Глава первая **Основные физические свойства жидкости** 5

Общие свойства жидкости в состоянии покоя 5

Молекулярное давление и поверхностное натяжение 5

Давление паров жидкости. Кавитация 6

Плотность жидкости 7

Основные свойства жидкостей и газов при относительном движении 10

Вязкость капельных жидкостей 10

Некоторые свойства неньютоновских (аномальных) жидкостей 12

Вязкость газов 14

Вязкость суспензий 14

Измерение вязкости жидкостей. Вискозиметры 14

Глава вторая. **Гидростатика** 17

Силы, действующие на жидкость 17

Дифференциальные уравнения равновесия Эйлера 19

Поверхности равного давления 21

Основное уравнение гидростатики 25

Закон Паскаля 26

Сила давления жидкости на плоскую стенку. Гидростатический парадокс 27

Центр давления 28

Давление на криволинейную стенку 30

Эпюры гидростатического давления 33

Применение основных законов гидростатики в технике 34

Сообщающиеся сосуды 34

Гидравлические установки 35

Жидкостные приборы для измерения давления 37

Примеры использования законов гидростатики в практике пищевой промышленности 40

Глава третья. **Гидродинамика** 43

Основные понятия кинематики жидкости 43

Закон неразрывности потока 46

Дифференциальные уравнения движения идеальной жидкости (уравнение Эйлера) 46

Основное уравнение гидродинамики — уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости при установившемся движении 48

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости 51

Применение уравнения Бернулли в технике 53

Определение средней скорости истечения жидкости из отверстий 53

Определение расхода жидкости в трубопроводе 54

Определение скорости движения жидкости в потоке при помощи трубки Пито 55

Примеры использования законов гидродинамики идеальной жидкости в практике пищевой промышленности 57

Глава четвертая. **Режимы движения вязкой жидкости** 60
Основы теории подобия 61
Напорное и безнапорное движение жидкости 66
Закономерности установившегося равномерного движения реальной жидкости 67

Глава пятая. **Закономерности ламинарного движения жидкости** . . 70
Закон распределения скорости равномерного движения по сечению круглой трубы 70
Определение расхода жидкости и средней скорости в горизонтальной круглой трубе. Формула Пуазейля 71
Потери энергии (напора) по длине круглого трубопровода при равномерном ламинарном движении жидкости 72
Напряжение сил трения в потоке при равномерном ламинарном движении в круглой трубе 74

Глава шестая. **Турбулентный режим движения жидкости** 75
Об источнике дополнительных потерь энергии в турбулентном потоке 77
Структура турбулентного потока. Распределение скоростей . . . 79
Вязкий подслой в турбулентном потоке 81
Основные источники потерь энергии (напора) по длине потока. Гидравлическая шероховатость труб 83

Глава седьмая. **Местные гидравлические сопротивления** 90
Потери напора при внезапном расширении струи. Теорема Борда 90
Основные виды местных гидравлических сопротивлений . . . 95
Зависимость коэффициентов местных сопротивлений от вязкости жидкости 98
Принцип наложения потерь напора в трубопроводе и взаимное влияние местных сопротивлений 103

Глава восьмая. **Гидравлический расчет трубопроводов** 105
Уравнение Бернулли при расчете простого трубопровода . . . 106
Расчет трубопроводов для турбулентного режима движения . 108
Последовательное соединение трубопроводов 113
Параллельное соединение трубопроводов 116
Расчет водопроводов 117
Сифонный трубопровод 120
Принцип экономического расчета трубопроводов 125

Глава девятая. **Гидравлический удар в трубах. Теория Н. Е. Жуковского** 127
Определение ударного давления 127
Предотвращение прямого гидравлического удара в трубах. Локализация и снижение ударного давления 132

Глава десятая. **Истечение реальной жидкости через отверстия, насадки и водосливы** 133
Закономерности истечения реальной жидкости через малые отверстия в тонкой стенке 134
Совершенное, несовершенное и неполное сжатие струи 139
Истечение реальной жидкости через большие отверстия 140
Истечение реальной жидкости через насадки 142
Истечение жидкости через отверстия при переменном уровне в резервуаре 149
Истечение жидкости через отверстие при переменном напоре из резервуара с переменным сечением по высоте 151
Зависимость коэффициентов истечения из отверстий и насадков от режима движения жидкости 154
Водосливы 157

Глава одиннадцатая. **Течение жидкости в открытых каналах и руслах** 161
Течение жидкости в открытых каналах при установившемся движении 161
Закономерности турбулентного равномерного движения в открытых каналах 163
Равномерное ламинарное движение в открытых руслах . . . 167

Глава двенадцатая. **Взаимодействие потока и твердого тела** . . . 172
Реактивное действие струи 172
Активное действие струи 174
Динамическое действие струи на подвижные преграды 176

Часть вторая. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ 179

Глава тринадцатая. **Общие сведения о работе гидравлических машин** 179
Назначение и классификация гидравлических машин, применяемых в пищевой промышленности 179
Схема насосной установки. Основные параметры работы насосов 182

Глава четырнадцатая. **Центробежные насосы** 187
Устройство. Принцип действия 187
Основы теории центробежных насосов 189
Действительный напор, создаваемый центробежным насосом, и его зависимость от конструктивных форм насоса 194
Основы теории подобия центробежных насосов 197
Типизация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности 203
Осевое давление в центробежных насосах и методы его уравновешивания 207
Характеристики центробежных насосов 211
Теоретические $Q—H_T$ характеристики центробежных насосов . 211
Действительные характеристики 213
Определение рабочей точки центробежного насоса совмещением характеристики насоса и характеристики трубопровода . . . 215
Регулирование подачи жидкости центробежным насосом . . . 217
Параллельная работа центробежных насосов 218
Последовательная работа центробежных насосов 219
Универсальная характеристика центробежного насоса 221
Определение предельной высоты установки насоса из условий предотвращения кавитации 222
Подбор центробежных насосов 226
Работа центробежных насосов при перекачке вязких жидкостей 228
Пропеллерные (осевые) насосы 231
Вихревые насосы 232
Изменение основных параметров центробежного насоса при обточке рабочего колеса по внешнему диаметру 234
Приближенное определение подачи и напора насоса, а также некоторых основных его размеров и технических данных 237
Некоторые данные об отечественных центробежных насосах, применяемых в пищевой промышленности 243

Глава пятнадцатая. **Поршневые насосы** 255
Принцип действия и классификация поршневых насосов . . . 255
Подача поршневых насосов 258
Закон движения поршня насоса с кривошипным приводом . . . 262
Степень неравномерности работы поршневого насоса . . . . .
График подачи 264
Давление в цилиндре насоса в период всасывании 267
Давление в цилиндре насоса в период нагнетания 272
Высота установки поршневого насоса 276

Предельная частота вращения кривошипного вала 277
Основы теории и расчета воздушных колпаков 279
Клапаны поршневых насосов 285
Технические данные некоторых поршневых насосов отечественного производства 289
Насосы прямого действия 291

Глава шестнадцатая. **Ротационные и некоторые специальные конструкции насосов, применяемых в пищевой промышленности** 293

Шестеренчатые насосы 294
Кулачковые ротационные насосы 297
Пластинчатые или шиберные ротационные насосы 298
Водокольцевые насосы 300
Струйные аппараты 302
Воздушно-водяные подъемники (мамут-насосы) 306

Глава семнадцатая. **Компрессоры** 309

Поршневые компрессоры 311
Термодинамические основы работы компрессора 312
Расход мощности и КПД компрессора 317
Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре 318
Многоступенчатое сжатие 321
Регулирование подачи поршневых компрессоров 326
Основные элементы компрессорной установки 327
Поршневые вакуум-насосы 329
Ротационные компрессоры 332
Турбокомпрессоры 337

Глава восемнадцатая. **Вентиляторы** 339

Центробежные вентиляторы 340
Подача, давление, расходуемая мощность и КПД центробежных вентиляторов 342
Характеристики центробежных вентиляторов 344
Регулирование подачи центробежных вентиляторов 346
Подбор вентилятора для заданных условий работы 346
Осевые вентиляторы 347

Глава девятнадцатая. **Примеры расчета трубопроводов и подбора насосов** 350

Литература 358

Шлипченко Зиновий Семенович, канд. техн. наук

НАСОСЫ, КОМПРЕССОРЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Редактор издательства инж. *О. П. Бондаренко*
Переплет художника *В. М. Флакса*
Художественный редактор *Н. Ф. Соловьева*
Технический редактор *С. В. Иванус*
Корректоры *Т. Г. Герасименко, Л. И. Рубан*

Сдано в набор 26. XI. 1975 г Подписано к печати 20. IV. 1976 г Формат бумаги 60×90¹/₁₆ Бумага типографская № 1. Объем: 23,0 усл печ. л., 23,11 уч.-изд. л. Тираж 20 000. БФ 11432. Зак. 5—2898. Цена 1 руб. 46 коп.

Издательство «Техніка», 252601, Киев, 1, ГСП, Пушкинская, 28
Киевская фабрика печатной рекламы, Киев, Выборгская, 84.

УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Для Вас издательство «Техніка» выпускает разнообразную литературу по вопросам машиностроения, автотранспорта, энергетики, радиоэлектроники, кибернетики, связи, химии, нефти, газа горного дела и металлургии легкой и пищевой промышленности, торговли и быта. Предлагаем Вам справочники, учебные пособия, буклеты, инструкции, плакаты. Ознакомиться с литературой и выбрать необходимые книги Вам помогут аннотированные тематические планы издательства «Техніка», которые имеются в каждом книжном магазине.

Предварительный заказ на книги гарантирует их своевременное получение.

Своевремеино заказывайте книги издательства «Техніка».

Сообщаем адреса магазинов, которые высылают научно-техническую литературу наложенным платежом:

348016 Ворошиловград, пл. Героев Велнкой Отечественной войны, 5, № 70

320030 Днепропетровск, просп. К. Маркса, 55, № 1

340055 Донецк, ул. Артема, 84, № 50

340066 Донецк, ул. Артема, 79, № 4

330063 Запорожье, просп. Ленина, 48, № 21

284000 Ивано-Фраиковск, ул. Чапаева, 15, № 18

252030 Кнев, ул. Лениия, 39, № 1

252105 Киев, ул. Строителей, 4, № 59

316050 Кировоград, ул. Ленина, 30/36, № 9

270026 Одесса, ул. Дерибасовская, 27, «Дом книги»

349940 Северодонецк, ул. Парижской Коммуны, 4, № 88

244011 Сумы, просп. К. Маркса, 2, № 3

310012 Харьков, ул. Свердлова, 17, № 1

325025 Херсон, ул. Суворова, 19, № 1

280000 Хмельницкий, ул. Фрунзе, 50, № 12

257000 Черкассы, ул. Урицкого, 188, № 11

250000 Чернигов, ул. Ленина, 21, № 1

Издательство «Техніка»