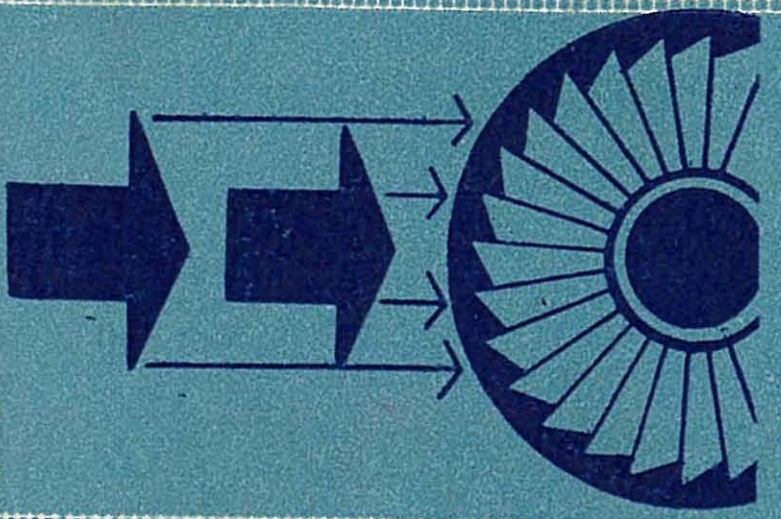
Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!
Если вы скопируете данный файл,
Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием.
Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству .
Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем.
Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.

1737590



ДЛЯ УЧАЩИХСЯ ТЕХНИКУМОВ

В. В. Жабо, В. В. Уваров

ГИДРАВЛИКА И НАСОСЫ

532
Ж126

В. В. ЖАБО, В. В. УВАРОВ

ГИДРАВЛИКА И НАСОСЫ

Допущено Министерством энергетики и электрификации СССР в качестве учебника для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов

Издание второе, переработанное

МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1984

ББК 30.123:31.3
Ж 12
УДК 621.65.01:532(075.32)

Рецензент: Приднепровский энергостроительный техникум

1737590

Пермская областная
БИБЛИОТЕКА
им. М. Горького

Жабо В. В., Уваров В. В.

Ж 12 Гидравлика и насосы: Учебник для техникумов. — 2-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 328 с., ил.

В пер.: 75 к.

Изложены основы гидравлики, приведены примеры их практического применения. Рассмотрены важнейшие свойства жидкостей, основы гидростатики и гидродинамики. Приведена методика гидравлического расчета трубопроводов различного назначения. Дана классификация насосов, применяемых на тепловых и атомных электростанциях, рассмотрены различные конструкции. Дано краткое описание основных узлов и деталей.

Первое издание вышло в свет в 1976 г. Второе издание переработано в соответствии с изменением учебных программ.

Для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов.

Ж $\frac{2305020000\text{-}042}{051(01)\text{-}84}$ 239-84

ББК 30.123:31.3
6П2.3:6П2.22

© Издательство «Энергия», 1976
© Энергоатомиздат, 1984, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

XXVI съезд КПСС поставил перед энергомашиностроителями и энергетиками задачу увеличения производства оборудования для атомных, тепловых и гидроэлектростанций, в том числе атомных реакторов мощностью 1—1,5 млн. кВт и энергоблоков мощностью 500 — 800 тыс. кВт для тепловых электростанций, работающих на низкосортных углях.

Большое количество агрегатов, узлов и отдельных элементов как тепловой, так и атомной электрической станции обязательно требует гидравлических расчетов для правильной их эксплуатации, наладки и автоматизации.

Как известно, техническое оборудование морально стареет. За 6 — 8 лет в той или иной степени обновляется значительный процент действующего станционного оборудования: трубопроводы, запорная и регулирующая арматура, насосы и насосные установки и т. п. В связи с этим неизбежным является и процесс обновления научно-технической и учебной литературы, посвященной описанию работы и устройства электростанций.

Со времени выхода в свет первого издания учебника «Гидравлика и насосы» для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов прошло 8 лет. За этот период на тепловых и атомных электрических станциях в значительной степени изменился состав гидравлического оборудования. Вместе с тем за истекшее время появились и развились новые тенденции в методике изложения для учащихся техникумов как традиционной гидравлики, так и прикладной ее части, в том числе, в применении к настоящей книге, — насосов. Совершенствования методического плана учтены учебно-методическим кабинетом по среднему специальному образованию Минэнерго СССР и отражены в переработанной программе предмета «Гидравлика и насосы».

На первое издание учебника поступили многочисленные отзывы. В них даны замечания, направленные на улучшение содержания книги, в основном методического плана.

В свете этого авторы существенным образом пересмотрели материал учебника и подвергли его основательной переработке при подготовке второго издания.

Авторы считают своим приятным долгом поблагодарить всех, кто внимательно проработал первое издание книги и написал свои рецензии и отзывы. Авторы учли все полезные замечания и советы и полагают, что это улучшило содержание второго издания учебника.

Вместе с тем, учитывая сравнительно небольшой объем книги и ее прикладную направленность, авторы не сочли возможным давать классические положения гидравлики в большем объеме, так как они не имеют непосредственного отношения к программе курса, и изложили их в сжатой форме (более полно представлен теоретический материал, имеющий непосредственное отношение к насосам).

Авторы старались избежать и другой крайности — сокращения теоретической части книги за счет включения в нее сугубо «станционных» гидравлических разделов, имеющих частный характер, поскольку это не предусмотрено программой. Прикладные разделы гидравлики, по мнению авторов, могут и должны быть развиты в специальных дисциплинах, предусмотренных учебными планами соответствующих специальностей, которым читается курс «Гидравлика и насосы». Во всех этих дисциплинах в той или иной мере встречаются прикладные задачи гидравлики, теоретическая база которых закладывается в настоящем курсе.

Основной задачей настоящего учебника является ознакомление будущих техников-теплоэнергетиков со свойствами жидкостей, законами их течения; явлениями, сопровождающими процесс течения жидкостей по каналам разнообразных форм и размеров; принципами подхода к количественной оценке влияния на процесс течения различных факторов и, наконец, с некоторыми методами расчета различных режимов течения жидкости в агрегатах и аппаратах, использующих или трансформирующих энергию жидкости.

Учебник состоит из двух частей. В первой части рассмотрены основные теоретические положения, связанные с состоянием жидкости и с законами ее течения. Во второй части приведена общая теория течения жидкости в проточной части насосов и дана их классификация. Основное внимание уделено центробежным насосам, поскольку этот тип насосов нашел наибольшее применение на тепловых и атомных электрических станциях (АЭС).

Подробно проанализированы новые, более совершенные конструкции насосов, до последнего времени не описанные в учебной литературе для техникумов.

Теоретические и практические вопросы, рассматриваемые в книге, сопровождаются примерами расчета, облегчающими их понимание.

В конце каждой главы помещены контрольные вопросы, которые составлены с таким расчетом, чтобы фиксировать внимание учащихся на узловых моментах темы и способствовать лучшему усвоению ими изучаемого материала.

Учебник содержит главу «Лабораторные работы», полностью соответствующую программе курса. Лабораторные работы связаны с текстом соответствующих глав учебника, что позволило избежать повторений при их описании.

Предисловие, введение и гл. 1—8, 10 написаны В. Б. Уваровым, гл. 9 — В. В. Жабо.

При работе над рукописью были учтены замечания и рекомендации, сделанные рецензентами и редактором канд. техн. наук И. А. Шалобасовым, которым авторы выражают глубокую благодарность.

Второе, переработанное издание книги, видимо, не лишено недостатков, которые выявятся в процессе практического использования учебника. Авторы с благодарностью примут замечания и пожелания, направленные на улучшение содержания книги, их следует направлять по адресу: Москва, 113114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

1. Содержание предмета «Гидравлика и насосы»

Гидравликой называют науку, изучающую законы равновесия и движения капельных жидкостей и взаимодействия жидкостей с соприкасающимися с ними покоящимися или движущимися твердыми телами.

Гидравлика состоит из двух частей: гидростатики и гидродинамики.

Гидростатика изучает законы равновесия жидкостей и их действие на ограничивающие стенки, *гидродинамика* — законы движения жидкостей и их взаимодействие с ограничивающими стенками.

Гидравлика является основой таких дисциплин, как гидросистемы (насосы, трубопроводы, различные гидроагрегаты), гидравлические машины (турбины, насосы, компрессоры), гидроэнергетика, водоснабжение и канализация, гидротехнические сооружения и др.

2. Краткий исторический обзор развития гидравлики как науки

Гидравлика — очень древняя наука. За несколько тысяч лет до нашей эры в Индии и Китае, в Египте, в странах Ближнего и Среднего Востока уже строились каналы и плотины, водяные колеса — первые гидравлические двигатели. Методов расчета этих сооружений в то время не существовало, и определенные достижения в гидротехническом строительстве были возможны благодаря искусству и практическому опыту строителей.

Первым научным трудом в области гидравлики считается написанный примерно за 250 лет до нашей эры трактат Архимеда «О плавающих телах», в котором величайший ученый древности сформулировал закон о давлении жидкости на погруженное в нее тело.

Особое развитие гидравлика получила в средние века. В XV в. Леонардо да Винчи (1452 — 1519 гг.) написал

труд «О движении и измерении воды в речных сооружениях», опубликованный через 307 лет после его смерти.

В 1586 г. голландский ученый Симон Стевин опубликовал работу «Начала гидростатики». В XVI — XVII вв. Г. Галилей (1564—1642 гг.), Э. Торичелли (1608—1647 гг.), Б. Паскаль (1623—1662 гг.) и И. Ньютон (1642—1726 гг.) проводили исследования, позволившие разработать основы гидродинамики.

В 1755—1756 гг. выходят в свет работы Л. П. Эйлера (1707—1783 гг.), где впервые приводится полная система дифференциальных уравнений равновесия и движения идеальной жидкости.

Основоположниками гидравлики как самостоятельной науки являются члены Петербургской Академии наук М. В. Ломоносов (1711—1776 гг.), Д. И. Бернулли (1700—1782 гг.) и Л. П. Эйлер. В 1738 г. была опубликована работа Д. Бернулли «Гидродинамика или записки о силах движения жидкости», в которой установлена зависимость между давлением и скоростью в элементарной струйке идеальной жидкости.

Представляют интерес также работы Шези, Вентури, Дарси, Вейсбаха, Базена и Рейнольдса. Труды этих ученых посвящены главным образом изучению турбулентности потоков и установлению общих законов сопротивления движению вязких жидкостей, а также исследованию движения жидкости в трубах, каналах и на водосливах. Большое внимание в них уделено также разработке теории размерности и подобия и постановке лабораторных экспериментов.

В 1791 г. вышло в свет первое русское руководство по гидравлике А. Колмакова «Карманная книжка для вычисления количества воды, вытекающей через трубы, отверстия или по желобам, также и силы, какою они ударяют, стремясь с данной скоростью».

В конце XIX — начале XX в. появились крупные работы русских ученых: И. С. Громека (1851—1889 гг.), предложившего уравнения вихревого движения жидкости, Н. П. Петрова (1836—1920 гг.), разработавшего гидродинамическую теорию смазки, Н. Е. Жуковского (1847—1921 гг.), создавшего теорию гидравлического удара в трубах.

Большой вклад в развитие гидравлики внесли советские ученые: А. Н. Колмогоров (теория турбулентности), Н. Н. Павловский (теория фильтрации, равномерное и неравномерное движение жидкости), И. И. Куколевский (теория машиностроительной гидравлики), С. А. Христиа-

нович (неустановившееся движение жидкости) и многие другие.

Гидравлику как прикладную инженерную науку широко используют в различных областях техники. Знание гидравлики необходимо для проектирования водных путей сообщения; строительства гидроэлектростанций; осуществления водоснабжения, канализации, осушения и орошения; конструирования в области авиации; расчета водяного отопления зданий; определения пропускной способности отверстий мостов и дорожных труб; выполнения земляных работ способом гидромеханизации; устройства водопонижения при строительстве; транспортирования по трубам бетонной смеси, строительных растворов, нефтепродуктов и взвешенного в воде угля, а также для проектирования турбин, насосов, гидропередач, гидравлических приводов и других гидравлических машин.

Велико значение гидравлики в машиностроении, где приходится иметь дело с закрытыми каналами (например, трубами или проточными частями насосов, турбин и других гидравлических машин) и напорными течениями в них, т. е. с потоками без свободной поверхности и с давлением, отличным от атмосферного.

Гидросистемы, состоящие из насосов, трубопроводов, различных гидроагрегатов, широко используют в машиностроении в качестве системы жидкостного охлаждения, топливоподачи, смазки и др.

В общей схеме тепловой электрической станции ее насосное оборудование занимает значительное место. Развитая система трубопроводов различного назначения, конденсатные, циркуляционные, питательные насосы, насосы систем топливоснабжения, вакуумные насосы для заполнения циркуляционных насосов водой при их пуске и т. д. могут быть правильно рассчитаны, спроектированы и смонтированы лишь на основе прочных знаний в области теории этих машин. Для грамотной эксплуатации, ремонта и наладки насосов также нужно иметь соответствующую подготовку в области гидравлики.

Часть первая

ГИДРАВЛИКА

Глава первая

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

1.1. Виды жидкостей

Жидкостью называют физическое тело, обладающее свойством текучести, ввиду чего жидкость не имеет собственной формы и принимает форму сосуда, который она заполняет. Жидкости делят на два вида: капельные и газообразные. *Капельные* жидкости характеризуются большим сопротивлением сжатию (почти полной несжимаемостью) и малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям, обусловленным незначительностью сил сцепления и сил трения между частицами жидкости. К капельным жидкостям относятся вода, нефть, керосин, бензин, ртуть, спирт и т. п. *Газообразные жидкости* (газы) обладают большой сжимаемостью, не оказывают сопротивления ни растягивающим, ни касательным усилиям и имеют малую вязкость. Сжиженные газы (пропан, бутан) также обладают значительной сжимаемостью.

Гидравлика рассматривает только капельные жидкости, однако многие свойства капельных и газообразных жидкостей, а также многие механические законы для них одинаковы.

1.2. Силы, действующие на жидкость

Жидкость, находящаяся в покое, подвергается действию внешних сил двух категорий: массовых и поверхностных. К *массовым* относятся силы, пропорциональные массе жидкости: сила тяжести и сила инерции. К *поверхностным* относятся силы, действующие на поверхности объемов жидкости, например давление атмосферы на поверхность жидкости в паровом котле и т. д.

Жидкость, находящаяся в движении, подвергается дополнительно к перечисленным еще и действию сил внутреннего трения, возникающих вследствие торможения отдельных слоев жидкости друг о друга и о стенки канала. Силы, возникающие в результате скольжения слоев частиц жидкости, называются *силами внутреннего трения или силами вязкости.*

1.3. Основные физические свойства жидкостей

Плотностью жидкости ρ называют массу единицы ее объема, кг/м³:

$$\rho = m/V, \tag{1.1}$$

где m—масса жидкости: V—объем жидкости.

Приведем численные значения плотности некоторых капельных и газообразных жидкостей, применяемых в технике, кг/м³:

Вода	1000
Нефть	860
Бензин	700
Керосин	740
Сжиженный пропан при 0 °С и давлении насыщения	528
Сжиженный бутан при 0 °С и давлении насыщения	600
Воздух при давлении 760 мм рт. ст. и температуре 0 °С	1,29
Метан при давлении 760 мм рт. ст. и температуре 0 °С	0,72

Из вышеизложенного видно, что плотность капельных жидкостей значительно больше, чем газообразных.

Удельным весом жидкости (газа) называют вес единицы объема жидкости, Н/м³,

$$\gamma = G/V = mg/(m/\rho) = \rho g, \tag{1.2}$$

где G—вес жидкости; V—объем жидкости.

Удельным объемом жидкости (газа) называют объем, занимаемый единицей массы жидкости, м³/кг:

$$v = V/m = 1/\rho. \tag{1.3}$$

При колебаниях температуры и давления объемы капельных жидкостей изменяются незначительно, поэтому для практических расчетов плотность, удельный вес и удельный объем таких жидкостей часто принимают постоянными. В качестве иллюстрации в табл. 1.1 приведены значения относительной плотности воды δ, т. е. отношение плотности воды при какой-либо температуре к наибольшей плотности воды при температуре +4 °С.

Таблица 1.1. **Зависимость относительной плотности воды от температуры**

t, °С	δ	t, °С	δ	t, °С	δ	t, °С	δ
0	0,99987	10	0,99975	30	0,99576	70	0,97794
3	0,99999	15	0,99915	40	0,99235	80	0,97194
4	1,00000	20	0,99826	50	0,98820	90	0,96556
5	0,99999	25	0,99712	60	0,98338	100	0,95865

Сжимаемость жидкостей и газов характеризуется коэффициентом сжимаемости, под которым понимается относительное изменение объема жидкости, возникающее при изменении давления на единицу, 1/Па:

$$\beta = \frac{1}{V}\frac{\Delta V}{\Delta p}, \tag{1.4}$$

где ΔV—уменьшение объема V; Δp—увеличение давления.

Величина, обратная коэффициенту сжимаемости, называется истинным модулем сжатия, Па:

$$k_0 = 1/\beta. \tag{1.5}$$

Для воды истинный модуль сжатия $k_0 \approx 2 \cdot 10^9$ Па.

Для газов при постоянной температуре истинный модуль сжатия численно равен давлению

$$k_0 = 1/\beta = p. \tag{1.5а}$$

При относительно невысоких давлениях сжимаемостью жидкостей пренебрегают. При значительных изменениях давления сжимаемость капельных жидкостей следует учитывать.

Вследствие большой сжимаемости газообразных жидкостей их плотность, удельный вес и удельный объем в значительной степени зависят от температуры и давления.

Процессы сжатия и расширения газов подчиняются известным из физики законам Бойля—Мариотта и Гей-Люссака для идеальных газов и здесь не рассматриваются.

Силы поверхностного натяжения действуют на поверхности жидкости, стремятся придать объему жидкости сферическую форму и вызывают некоторое дополнительное давление в жидкости. Однако это давление заметно сказывается лишь при малых размерах и для сферических объемов (капель) определяется по формуле

$$p = 2\sigma/r, \tag{1.6}$$

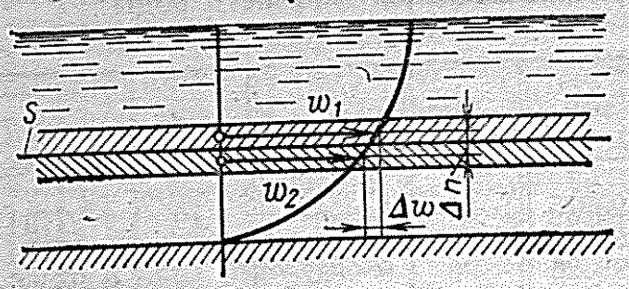


Рис. 1.1. Схема возникновения сил внутреннего трения при движении жидкости

где r — радиус сферы, м; σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м.

Коэффициент поверхностного натяжения разных жидкостей имеет следующие значения при температуре 18°С: вода $7{,}3\times\times10^{-2}$; метиловый спирт $2{,}3\cdot10^{-2}$; ртуть $50\cdot10^{-2}$; касторовое масло $3{,}5\cdot10^{-2}$. С ростом температуры поверхностное натяжение уменьшается.

В трубках малого диаметра дополнительное давление, обусловленное поверхностным натяжением, вызывает явление подъема (или опускания) жидкости относительно нормального уровня, называемое капиллярностью.

Высота подъема смачивающей жидкости (или опускание несмачивающей жидкости) в стеклянной трубке диаметром d определяется по формуле для полусферического мениска:

$$h=4\sigma/d\gamma=k/d, \qquad (1.7)$$

где k имеет следующие значения: для воды $+30$; для ртути $-10{,}1$; для спирта $+11{,}5$ мм^2.

С явлением капиллярности приходится сталкиваться при использовании стеклянных трубок в приборах для измерения давления, а также в некоторых случаях истечения жидкости.

Вязкость—свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) слоев частиц жидкости.

При движении жидкости в трубах и открытых руслах каждый слой ее частиц скользит по другому, т. е. внутри жидкости происходит процесс, аналогичный трению.

Вязкость жидкости и газа влияет на сопротивление, возникающее при движении их по трубам. Внутреннее трение газов и жидкостей характеризуется коэффициентом вязкости.

Согласно гипотезе, высказанной впервые Ньютоном в 1686 г., а затем экспериментально обоснованной проф. Н. П. Петровым в 1883 г., силы внутреннего трения между частицами жидкости, движущейся прямолинейно, пропорциональны отнесенному к единице длины изменению скорости по нормали к направлению движения и площади поверхности соприкасания слоев (рис. 1.1):

$$F=\mu S\frac{\Delta w}{\Delta n}, \qquad (1.8)$$

где F—сила внутреннего трения; μ—коэффициент внутреннего трения или *динамический коэффициент вязкости*, зависящий от свойств данной жидкости; S—площадь поверхности соприкасания слоев; Δw—изменение линейной скорости жидкости (на рис. 1.1 $\Delta w=w_1-w_2$); Δn—расстояние между слоями по нормали к направлению линейной скорости.

Касательные напряжения или напряжения внутреннего трения, возникающие в жидкости в результате внутреннего трения, могут быть определены из зависимости:

$$\tau=\frac{F}{S}=\mu\frac{\Delta w}{\Delta n}. \qquad (1.9)$$

Следовательно, динамический коэффициент вязкости, характеризующий вязкость капельных жидкостей, равен:

$$\mu=\tau\frac{\Delta n}{\Delta w}. \qquad (1.10)$$

Отсюда находится размеренность динамического коэффициента вязкости:

$$[\mu]=[\tau]\left[\frac{\Delta n}{\Delta w}\right]=\text{Н/м}^2\cdot\text{м/м/с}=\text{кг}\,(\text{м}\cdot\text{с}).$$

В практических расчетах часто пользуются *кинематическим коэффициентом вязкости*, представляющим собой отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости:

$$\nu=\mu/\rho. \qquad (1.11)$$

Отсюда находится разномерность кинетического коэффициента вязкости

$$[\nu]=[\mu]:[\rho]=[\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с})]:(\text{кг/м}^3)=\text{м}^2/\text{с}.$$

Физический смысл динамического коэффициента вязкости виден из рассмотрения единиц его измерения: в числителе — работа, а в знаменателе — объемный расход:

$$\frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{м}^3/\text{с}}=\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3/\text{с}}=\frac{\text{работа}}{\text{объемный расход жидкости}}.$$

Таким образом, динамический коэффициент вязкости представляет собой работу, которую необходимо совер-

шить при относительном течении слоев жидкости для единицы объемного расхода.

Физический смысл кинематического коэффициента вязкости также виден из единиц его измерения:

$$\frac{\text{Н·м}}{\text{кг/с}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг/с}} = \frac{\text{работа}}{\text{массовый расход жидкости}}.$$

Следовательно, кинематический коэффициент вязкости представляет собой работу, которую необходимо совершить при относительном движении слоев жидкости для единицы массового расхода.

Числовые значения этих коэффициентов обычно приводятся в виде графиков или таблиц.

Для некоторых жидкостей (и газов) кинематический коэффициент вязкости составляет: для воды 10^{-6}; для воздуха при атмосферном давлении и температуре 0 °С $13{,}2\cdot10^{-6}$; для метана при атмосферном давлении и температуре 17 °С $16\cdot10^{-5}$ м^2/с.

Вязкость капельных жидкостей зависит от температуры и уменьшается с увеличением последней. Вязкость газов, наоборот, с увеличением температуры возрастает. Это объясняется различием самой природы вязкости в жидкостях и в газах. В жидкостях молекулы расположены гораздо ближе друг к другу, чем в газах, и вязкость вызывается силами молекулярного сцепления. Эти силы с ростом температуры уменьшаются, поэтому вязкость падает. В газах же вязкость обусловлена главным образом беспорядочным тепловым движением молекул, интенсивность которого увеличивается с температурой. Поэтому вязкость газов с увеличением температуры возрастает.

Вязкость капельных жидкостей зависит также от давления, однако эта зависимость существенно проявляется лишь при относительно больших изменениях давления, порядка нескольких сотен атмосфер. С увеличением давления вязкость большинства жидкостей возрастает, но при давлениях меньше 10 МПа изменением вязкости обычно пренебрегают.

Вязкость газов при обычно встречающихся в технике перепадах давления не зависит от давления. Но если газы подвергаются очень сильному сжатию, их вязкость значительно возрастает.

Вязкость капельных жидкостей определяют при помощи приборов, называемых *вискозиметрами*. Принцип действия вискозиметра может быть разным. Часто определяют вязкость жидкостей на вискозиметре типа ВУ. Принцип его действия основан на том, что одинаковые объемы жидкостей, имеющих разную вязкость, вытекают через калиброванный капилляр за разные промежутки времени. В качестве эталонной жидкости применяют обычно дистиллированную воду. Полученную вязкость выражают в условных градусах °ВУ, которые представляют собой отношение времени истечения определенного объема (200 см^3) данной жидкости из вискозиметра ко времени истечения такого же объема дистиллированной воды при 20 °С, называемую иногда водным числом прибора.

Перевод градусов условной вязкости (°ВУ) в единицы кинематической вязкости выполняется по эмпирической формуле Уббелоде

$$\nu = 0{,}0731\ ^\circ\text{ВУ} - (0{,}0631/^\circ\text{ВУ}). \qquad (1.12)$$

Значения кинематической вязкости по этой формуле получаются в стоксах (Ст).

1.4. Идеальные и реальные жидкости

Под *идеальной жидкостью* подразумевают такую условную жидкость, которая обладает абсолютной несжимаемостью, абсолютной подвижностью частиц, а также отсутствием сил сцепления между ними. Вязкость идеальной жидкости равна нулю. Таким образом, идеальная жидкость перемещается по трубам и каналам без сопротивлений (без потери энергии на трение). Когда реальная жидкость находится в покое, в ней не проявляются силы вязкости и она имеет свойства, близкие к свойствам идеальной жидкости. Следовательно, рассмотрение при решении гидравлических задач идеальной жидкости вместо реальной вполне допустимо. Такое рассмотрение позволяет применять точный математический анализ для решения технических задач в гидравлике.

ПРИМЕРЫ

Пример 1.1. Уксусная кислота в капиллярной трубке поднимается на высоту 30 мм. На какую высоту поднимется эфир в капиллярной трубке, диаметр которой вдвое больше?

Решение. Высота поднятия уксусной кислоты в капилляре диаметром d_1

$$h_1 = \frac{4\sigma_1}{\rho_1 g d_1},$$

а эфира в капилляре диаметром d_2

$$h_2 = \frac{4\sigma_2}{\rho_2 g d_2},$$

где σ_1 и σ_2 — коэффициенты поверхностного натяжения соответственно уксусной кислоты и эфира; ρ_1 и ρ_2 — их плотности;

$$h_2 = \frac{\sigma_2 \rho_1 d_1}{\sigma_1 \rho_2 d_2} h_1 = \frac{\sigma_2 \rho_1}{2\sigma_1 \rho_2} h_1;$$

$$h_2 = \frac{0{,}017 \cdot 1050}{2 \cdot 0{,}028 \cdot 710} 30 \approx 13{,}5 \text{ мм}.$$

Пример 1.2. Определить удельный объем и удельный вес жидкости, если известны ее плотность $\rho = 910$ кг/м³, ускорение свободного падения $g = 9{,}81$ м/с².

Ответ: $v = 1{,}1 \cdot 10^{-2}$ м³/кг; $\gamma = 8{,}93 \cdot 10^3$ Н/м³.

Пример 1.3. Стальной барабан подвергается гидравлическому испытанию созданием избыточного давления 1,96 МПа. Определить, какое количество воды дополнительно к первоначальному объему при атмосферном давлении необходимо подать насосом в барабан, если его геометрическая емкость равна 10 м³. Деформацией барабана пренебречь, коэффициент сжимаемости воды принять равным $4{,}35 \cdot 10^{-8}$ м²/Н.

Ответ: $\Delta V = 8{,}52 \cdot 10^{-3}$ м³.

Пример 1.4. Определить условную вязкость 200 см³ жидкости, если известно, что при температуре 50 °С время ее истечения через калиброванное отверстие вискозиметра равно 153 с. Водяное число прибора 51 с.

Ответ: ВУ = 3 °ВУ.

Пример 1.5. Определить коэффициент динамической вязкости жидкости с условной вязкостью 5 °ВУ. Плотность жидкости принять равной 830 кг/м³.

Ответ: $\mu = 0{,}0285$ кг/(м·с).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие законы изучает гидравлика?
2. Из каких двух частей состоит гидравлика и какие законы в них рассматриваются?
3. Какой ученый написал первый научный труд в области гидравлики?
4. Какие ученые являются основоположниками гидравлики как самостоятельной науки?
5. В каких областях техники применяется гидравлика?
6. Перечислите агрегаты и узлы тепловой электрической станции, при расчете, эксплуатации и ремонте которых необходимо знание законов гидравлики.

7. Дайте определение жидкости.
8. Дайте определение капельной и газообразной жидкостей.
9. Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в покое?
10. Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в движении?
11. Дайте определение удельного веса жидкости.
12. Дайте определение удельного объема жидкости.
13. Чем характеризуется сжимаемость жидкостей и газов?
14. Дайте определение истинного модуля сжатия.
15. В чем отличие сжимаемости жидкостей и газов?
16. Как изменяется коэффициент поверхностного натяжения жидкости с изменением температуры?
17. При большем или меньшем диаметре трубки более ярко проявляется действие сил поверхностного натяжения в жидкости? Каким образом?
18. Дайте определение вязкости жидкости.
19. Что вызывает свойство вязкости жидкости при ее движении по трубам?
20. Сформулируйте гипотезу Ньютона о силах внутреннего трения между частицами движущейся жидкости.
21. Каков физический смысл динамического коэффициента вязкости?
22. Каков физический смысл кинематического коэффициента вязкости?
23. Как изменяется вязкость капельных жидкостей при изменении их температуры?
24. Как изменяется вязкость газов при изменении их температуры?
25. Как изменяется вязкость капельных жидкостей при изменении их давления?
26. Как изменяется вязкость газов при изменении их давления?
27. Какими приборами определяют вязкость капельных жидкостей?
28. В каком случае реальная жидкость обладает свойствами, близкими к свойствам идеальной жидкости?

Глава вторая

ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ И ГИДРОДИНАМИКИ

2.1. Гидростатическое давление. Основное уравнение гидростатики

Гидростатическое давление. Как следует из сказанного ранее, в покоящейся жидкости возможен лишь один вид напряжений—напряжение сжатия, т. е. *гидростати-*

II 1737590
Пермская областная БИБЛИОТЕКА им. М. Горького

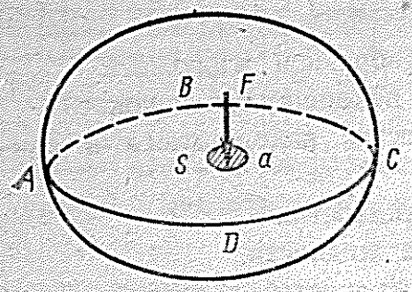


Рис. 2.1. Схема, поясняющая понятие гидростатического давления

ческое давление, поскольку касательные напряжения при этом отсутствуют.

Рассмотрим некоторый объем покоящейся жидкости (рис. 2.1). Разделим этот объем на две части произвольной плоскостью $ABCD$ и отбросим верхнюю часть. Для сохранения равновесия нижней части к плоскости $ABCD$ необходимо приложить силы, заменяющие действие верхней части объема жидкости на нижнюю.

Возьмем на плоскости $ABCD$ произвольную точку a и выделим около нее маленькую площадку S. В центре этой площадки действует сила F, представляющая собой равнодействующую сил, приложенных к различным точкам площадки S.

Если значение силы F разделить на величину площади S, то получится среднее значение давления на единицу площади

$$p_{ср}=F/S. \qquad (2.1)$$

В гидравлике силу F называют суммарной силой гидростатического давления, а отношение F/S—средним гидростатическим давлением.

Если площадку S будем уменьшать таким образом, чтобы ее значение стремилось к нулю, то среднее гидростатическое давление будет стремиться к некоторому пределу, выражающему гидростатическое давление в точке:

$$p=\lim_{S\to 0}\frac{F}{S}. \qquad (2.2)$$

Размерность гидростатического давления аналогична размерности напряжения [отношение силы к площади—Н/м² или Па (паскаль)].

Гидростатическое давление обладает тремя важными свойствами:

1) гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует (по направлению к площадке, а не от нее);

2) гидростатическое давление действует одинаково по всем направлениям, т. е. его значение не зависит от угла наклона площадки, на которую оно действует;

3) гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве. По мере увеличения глубины

погружения точки под уровень жидкости давление в ней будет возрастать и, наоборот, по мере уменьшения глубины погружения точки давление в ней будет падать.

Газ, находящийся в сосуде, также создает гидростатическое давление на стенки.

Основное уравнение гидростатики. Рассмотрим основной случай равновесия жидкости, когда на нее действует лишь одна массовая сила — сила тяжести. Выведем уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Свободная поверхность жидкости в этом случае, как известно, является горизонтальной плоскостью.

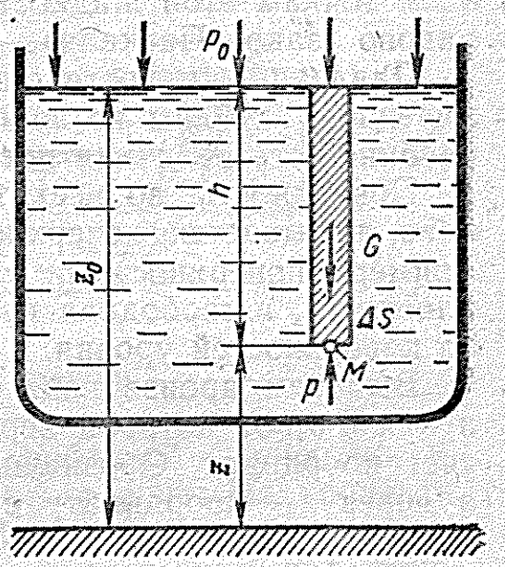


Рис. 2.2. К выводу основного уравнения гидростатики

Пусть в сосуде содержится жидкость (рис. 2.2) и на ее свободную поверхность действует давление p_0. Найдем гидростатическое давление p в произвольно взятой точке M, расположенной на глубине h. Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку ΔS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем высотой h. Рассмотрим условие равновесия этого объема жидкости, выделенного из общей массы жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т. е. вверх.

Запишем сумму всех сил, действующих на рассматриваемый объем в вертикальном направлении,

$$p\Delta S-p_0\Delta S-\rho gh\Delta S=0,$$

где последний член представляет собой вес столбика жидкости G в указанном объеме. Силы давления на боковую поверхность цилиндра в уравнение не войдут, так как они нормальны к этой поверхности.

Сократив на ΔS и перегруппировав члены, получим

$$p=p_0+\rho gh. \qquad (2.3)$$

Выведенное уравнение называют основным уравнением гидростатики. Оно позволяет подсчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как вид-

но из уравнения, складывается из двух величин: давления p_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Величина p_0 является одинаковой для всех точек объема жидкости, поэтому, учитывая второе свойство гидростатического давления, можно сказать, что давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково (закон Паскаля).

Давление жидкости, как видно из (2.3), растет с увеличением глубины по закону прямой и на фиксированной глубине есть величина постоянная.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня. В рассмотренном примере поверхностями уровня являются горизонтальные плоскости, и свободная поверхность является также одной из поверхностей уровня.

Выберем произвольно горизонтальную плоскость сравнения *0-0*, от которой вертикально вверх будем вести отсчет координат. Обозначив через z координату точки M, а через z_0—координату свободной поверхности жидкости и заменив в (2.3) h на $(z_0—z)$, получим:

$$z+\frac{p}{\rho g}=z_0+\frac{p_0}{\rho g}. \qquad (2.4)$$

И так как точка M взята произвольно, то можно утверждать, что для всего рассматриваемого неподвижного объема жидкости

$$z+p/\rho g=\text{const}.$$

Координата z называется *нивелирной высотой*. Величина $p/\rho g$ имеет также линейную размерность и называется пьезометрической высотой. Сумма $z+p/\rho g$ называется *гидростатическим напором*.

Таким образом, гидростатический напор есть величина постоянная для всего объема неподвижной жидкости.

Такие же результаты можно получить более строго, интегрируя дифференциальные уравнения равновесия жидкости.

Давление жидкости на плоскую стенку и цилиндрические поверхности. При расчетах плотин, подпорных стенок, резервуаров и других сооружений, имеющих плоские или криволинейные поверхности, необходимо знать суммарное давление жидкости на стенки.

Рассмотрим сосуд с плоской наклонной стенкой (рис. 2.3) и найдем вначале суммарное усилие со стороны жидкости на плоскую стенку $ABCD$.

Резервуар заполнен жидкостью до уровня h. Поскольку стенка плоская, то силы давления на отдельные элементы стенки можно изобразить линиями, параллельными между собой и перпендикулярными плоскости стенки.

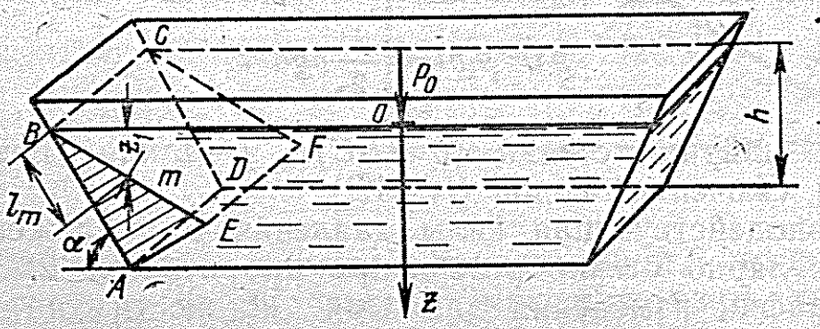


Рис. 2.3. Резервуар с наклонной плоской стенкой

Выберем начало отсчета на свободной поверхности жидкости в точке *0* и направим ось z вниз. На поверхности жидкости действует атмосферное давление p_0.

Составим основное уравнение гидростатики для двух точек в жидкости. Точку *0* возьмем на поверхности жидкости, точку m—на стенке, на глубине z_1. Избыточное давление в этой точке найдем из (2.4)

$$\frac{p_{изб}}{\rho g}+(-z_1)=\frac{p_{0изб}}{\rho g}+(-z_0),$$

где $p_{изб}$—избыточное давление в точке m; z_1—координата точки m; $p_{0\,изб}$—избыточное давление на поверхности жидкости ($p_{0\,изб}=0$ по условию); z_0—координата поверхности жидкости ($z_0=0$ по условию).

Из последнего соотношения следует

$$p_{изб}=\rho g z_1. \qquad (2.5)$$

Из уравнения (2.5), являющегося частным случаем основного уравнения гидростатики, следует, что избыточное давление в жидкости растет пропорционально глубине. На рис. 2.3 закон изменения давления представлен в виде прямой линии BE, треугольник ABE называется *эпюрой давления*.

Наибольшее давление будут испытывать нижние точки стенки ($z=h$):

$$p_A=\rho g h.$$

Среднее избыточное давление на наклонную стенку

$$p_2 = \frac{p_{0\,изб} + p_A}{2} = \frac{0 + \rho g h}{2} = \frac{1}{2}\rho g h.$$

Это следует из рассмотрения прямоугольного треугольника ABE.

Полную силу, действующую на стенку $ABCD$, можно получить, умножив среднее давление на площадь стенки:

$$p = p_2 bl = \frac{1}{2}\rho g h b l,$$

где b — ширина стенки ($b = BC$); l — длина наклонной стенки, смоченной водой ($l = AB$).

Равнодействующая силы давления p приложена перпендикулярно стенке резервуара на глубине $2/3h$. Так как график изменения давления жидкости на стенку представляется в виде треугольника, равнодействующая давлений жидкости всегда приложена ниже центра тяжести фигуры, изображающей смоченную часть плоской стенки.

Если известны длина наклонной стенки от поверхности жидкости до дна сосуда и угол ее наклона к горизонтальной плоскости (например, отрезок AB на рис. 2.3 и угол α), то, очевидно,

$$h = l \sin \alpha.$$

По аналогии с этим, если известно расстояние любой точки на плоской стенке, измеренное в плоскости этой стенки, от поверхности жидкости l_z, то

$$z = l_z \sin \alpha.$$

Для точки m, например, $z = l_m \sin \alpha$.

Для координаты центра тяжести наклонной стенки

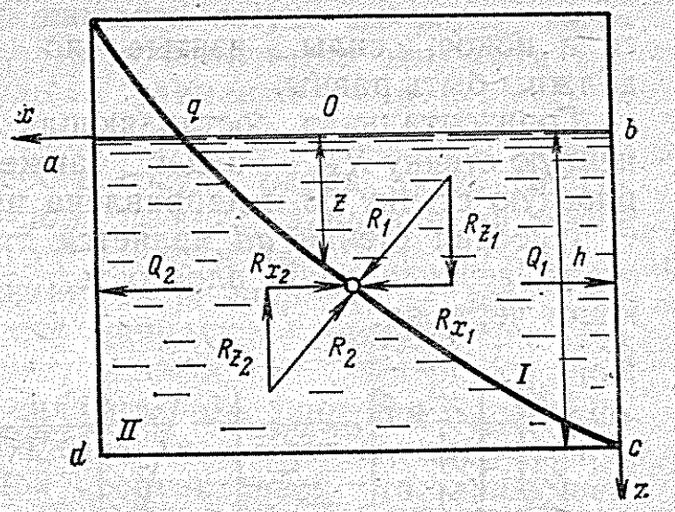
$$z_{ц.т} = l_{ц.т} \sin \alpha.$$

Криволинейную стенку можно представить в виде многоугольника, вписанного (или описанного) в криволинейную поверхность стенки. При безграничном уменьшении размеров граней многогранник будет совпадать с криволинейной поверхностью.

Полное давление жидкости на криволинейную стенку можно найти как сумму давлений на плоские грани многогранника, число граней которого бесконечно.

Рассмотрим давление на цилиндрическую поверхность, проходящую через две стороны прямоугольного сосуда (рис. 2.4). Высота жидкости в сосуде равна h. Жидкость

Рис. 2.4. Давление жидкости на криволинейную стенку



находится по обе стороны криволинейной поверхности, делящей сосуд на две части. Смоченная часть криволинейной поверхности будет испытывать одинаковое давление как со стороны жидкости, расположенной в части I сосуда, так и со стороны жидкости, расположенной в части II сосуда. Сила, действующая на малый элемент S цилиндрической поверхности, который можно считать плоским, будет:

$$F_1 = F_2 = \rho g z S,$$

где F_1, F_2 — силы, направленные на криволинейную стенку соответственно со стороны областей I и II; z — глубина погружения рассматриваемого элемента поверхности.

Поскольку силы F_1 и F_2 равны, будут равны также и суммарные давления на криволинейную поверхность со стороны жидкости в отсеке I и со стороны жидкости в отсеке II:

$$R_1 = R_2.$$

Разложим эти силы на составляющие, параллельные осям координат. Соответствующие составляющие будут попарно равны и противоположны по направлению:

$$R_{x_1} = R_{x_2}; \quad R_{z_1} = R_{z_2}.$$

Если области I и II рассмотреть отдельно, то видно, что полное давление жидкости Q_2 на стенку ad равно и противоположно направлено горизонтальной составляющей полного давления на цилиндрическую стенку qc — силе R_{x_2}. Поскольку рассматриваемая система находит-

ся в покое, силы, взятые по соответствующим осям, должны быть равны.

Горизонтальная составляющая давления на криволинейную стенку R_{x_1} будет также равна давлению на плоскую стенку bc и направлена противоположно.

Плоская стенка ad является проекцией кривой стенки qc на вертикальную плоскость, перпендикулярную плоскости чертежа.

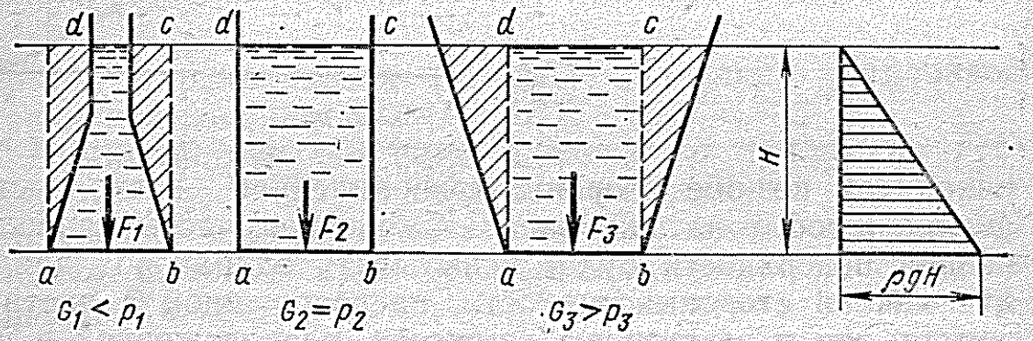


Рис. 2.5. Давление жидкости на днище сосудов различной формы

Из рассмотренного примера вытекает правило: проекция на какую-либо горизонтальную ось силы полного давления жидкости на криволинейную стенку равна полному давлению жидкости на вертикальную стенку. Площадь этой стенки равна площади проекции данной криволинейной стенки на плоскость, перпендикулярную направлению горизонтальной оси. Формы стенки и проекции криволинейной стенки совпадают.

Применяя аналогичные рассуждения к проекции на вертикальную ось силы полного давления жидкости на криволинейную стенку, получаем: вертикальная составляющая силы давления на криволинейную стенку R_z равна весу объема жидкости, ограниченного стенкой, свободной поверхностью и вертикальными проецирующими поверхностями.

Гидростатический парадокс. Сравним несколько сосудов различной формы, имеющих равные площади S плоских круглых днищ (рис. 2.5). Все сосуды заполнены жидкостью до одинакового уровня H.

Гидростатическое давление на днище во всех трех сосудах равно ρgH. Сила полного давления на каждое днище определяется весом жидкости в объеме цилиндра $abcd$ и равна $S\rho gH$. Таким образом, сила полного давления на днище во всех сосудах одинакова.

Взвесив жидкость из каждого сосуда на весах, можно убедиться, что наибольшее количество жидкости находится в третьем сосуде, а наименьшее — в первом.

Горизонтальная составляющая силы полного давления на поверхность любого сосуда равна нулю. Вертикальная составляющая силы полного давления на боковые стенки второго сосуда равна нулю. В левом сосуде вертикальная составляющая силы полного давления на боковую коническую стенку направлена снизу вверх. Эта сила численно равна весу жидкости в заштрихованной части объема. Поэтому сила полного давления F_1 на дно первого сосуда будет больше, чем вес G_1 жидкости в нем, на величину полной вертикальной составляющей силы на боковую стенку, которая равна весу жидкости в заштрихованной части объема.

В правом сосуде сила полного давления F_3 на дно меньше, чем вес жидкости G_3, на величину полной вертикальной составляющей силы на стенку или на величину, равную весу жидкости в заштрихованной части объема. Сила эта направлена вертикально вниз. Таким образом объясняется гидростатический парадокс, заключающийся в том, что значение давления жидкости на дно сосуда не зависит от формы сосуда и количества жидкости в сосуде.

Для всех трех сосудов распределение давления будет одинаковым. Поскольку избыточное давление в открытом сосуде равно нулю, эпюра давления будет иметь вид прямоугольного треугольника. В основании треугольника в масштабе откладывается давление на дно сосуда ($p = \rho gH$).

2.2 Понятие о потоке и элементарной струйке жидкости. Расход и средняя скорость

Гидродинамика рассматривает законы движения жидкости. Скорость и давление — параметры, характеризующие движение, изменяются в потоке жидкости в пространстве и во времени. Основная задача гидродинамики состоит в исследовании изменения этих параметров.

Поток жидкости состоит из совокупности элементарных струек, образующих непрерывную массу частиц, движущихся в каком-либо направлении. Поток может быть полностью или частично ограничен твердыми стенками (например, в трубопроводе или канале) и может

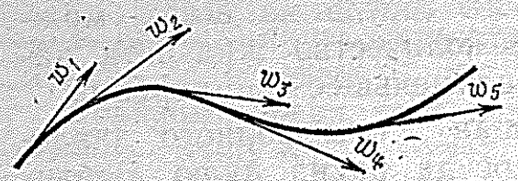


Рис. 2.6. Линия тока

быть «свободным» (например, струя, выбрасываемая из сопла гидромонитора).

Линией тока называется такая линия в движущейся жидкости, касательные к которой в любой точке совпадают с направлением векторов скорости частиц, расположенных на этой линии в данный момент времени (рис. 2.6).

Очевидно, что в условиях установившегося течения линия тока совпадает с траекторией частиц жидкости и не изменяет своей формы во времени.

Если в движущейся жидкости выделить бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, соответствующие данному моменту времени,

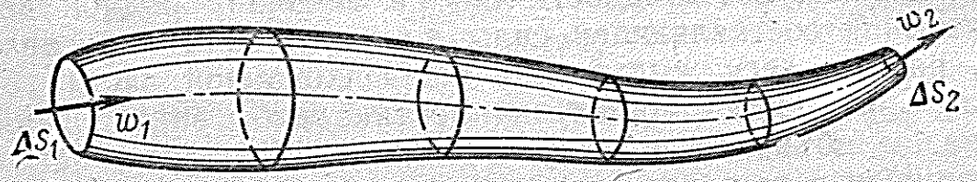


Рис. 2.7. Трубка тока

то образуется трубчатая поверхность, называемая *трубкой тока*. Масса жидкости заключенная внутри трубки тока, называется элементарной струйкой (рис. 2.7). При стремлении поперечных размеров струйки к нулю струйка в пределе обращается в линию тока.

Гидравлические элементы потока. Площадью *живого сечения* потока называют поперечное сечение потока, перпендикулярное его направлению.

Расходом называется количество жидкости, протекающее через площадь живого сечения потока в единицу времени. Расход измеряется в единицах объема, в единицах массы или в весовых единицах, отнесенных к единице времени, в связи с чем различают расходы: *объемный Q, массовый M и весовой G:*

$$Q=V/t, \tag{2.6}$$

где Q — объемный расход жидкости, м³/с; V — объем жидкости, м³; t — время, с;

$$M=m/t, \tag{2.7}$$

где M — массовый расход жидкости, кг/с; m — массовое количество жидкости, кг;

$$G=mg/t, \tag{2.8}$$

где g — ускорение силы тяжести, м/с².

Между весовым и объемным расходами существует следующая зависимость:

$$G=\rho g Q, \tag{2.9}$$

где G — весовой расход жидкости, кг·м/с³; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Смоченным периметром П называется часть периметра живого сечения, на которой жидкость соприкасается с твердыми стенками (на рис. 2.8 смоченный периметр выделен жирными линиями).

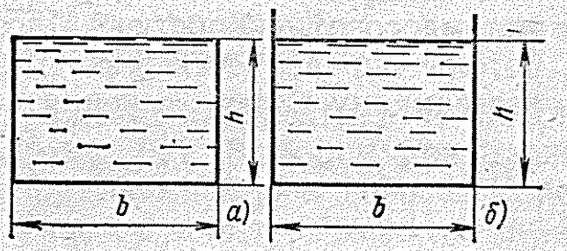


Рис. 2.8. Смоченный периметр:
а — закрытый сосуд; *б* — сосуд со свободной поверхностью

Если геометрический периметр того же сечения обозначить через a, то всегда $П \leqslant a$. На рис. рис. 2.8,*а* смоченный периметр совпадает с геометрическим, так как жидкость со всех сторон ограничена твердыми стенками. На рис. 2.8,*б* смоченный периметр меньше геометрического на длину линии открытой поверхности жидкости. Если геометрический периметр на этом же рисунке равен $2h'+2b$, то смоченный периметр равен $2h+b$.

Гидравлическим радиусом $R_г$ называется отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R_г=S/П. \tag{2.10}$$

Гидравлический радиус имеет линейную размерность. Не следует смешивать гидравлический радиус с геометрическим. Понятие гидравлического радиуса имеет смысл для любого потока, ограниченного стенками. Геометрический же радиус потока существует только при течении жидкости по круглой трубе. Однако даже в этом случае геометрический радиус не совпадает с гидравлическим. Действительно, для трубы геометрический радиус $r=d/2$, а гидравлический

$$R_г=\frac{\pi d^2}{4\pi d}=\frac{d}{4}\neq r.$$

Для канала прямоугольного сечения (рис. 2.8) гидравлический радиус равен для случаев на рис. 2.8,*а* и *б* соответственно:

$$R_г = \frac{bh}{2(b+h)}; \quad R_г = \frac{bh}{b+2h}.$$

Средняя линейная скорость w, м/с, определяется как объемный расход жидкости через единицу живого сечения потока:

$$w = \frac{Q}{S}. \tag{2.11}$$

В гидравлических расчетах применяется также понятие массовой скорости. Массовая скорость u, кг/(м²·с), потока определяется как массовый расход жидкости через единицу живого сечения потока:

$$u = \frac{M}{S} = \rho w. \tag{2.12}$$

2.3. Установившееся и неустановившееся, равномерное и неравномерное движение жидкости. Уравнение неразрывности струи

Установившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость потока и давление в любой его точке не изменяются во времени и зависят только от ее положения в потоке, т. е. являются функциями ее координат. Скорость и давление жидкости при этом могут изменяться от сечения к сечению, но остаются неизменными для каждого определенного сечения. Примерами установившегося течения могут служить истечение жидкости из отверстия резервуара при постоянном напоре, а также поток воды в канале при неизменном его сечении и постоянной глубине.

Неустановившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость потока и давление в любой его точке изменяются во времени, т. е. являются функцией двух переменных (времени и пространства). Примером неустановившегося движения служит истечение жидкости из отверстия резервуара при переменном напоре. В этом случае в каждой точке сечения струи, вытекающей из отверстия, скорость движения и давление изменяются во времени.

Равномерным называют такое установившееся движение жидкости, при котором площади живых сечений и

средняя скорость потока не меняются по его длине. Примером равномерного движения служит движение жидкости в цилиндрической трубе или в канале неизменного сечения и постоянной глубины.

Неравномерным называют такое установившееся движение жидкости, при котором площади живых сечений и средние скорости потока изменяются по его длине. Примером неравномерного движения служит движение жидкости в трубе с коническим поперечным сечением в естественном русле.

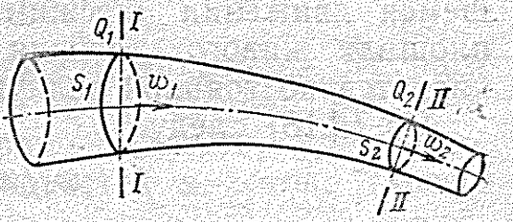


Рис. 2.9. К выводу уравнения неразрывности струи

Уравнение неразрывности струи можно получить, пользуясь законом сохранения массы жидкости. Рассмотрим установившееся движение жидкости в трубопроводе переменного сечения (рис. 2.9). Выберем два произвольных сечения *I* и *II*, нормальных к оси потока. Через сечение *I* за время Δt на участок между сечениями *I—II* поступит масса жидкости m_1, а через сечение *II* за это же время выйдет масса жидкости m_2. Масса m_1 не может быть больше массы m_2, так как жидкость несжимаема, а стенки русла жесткие. Но масса m_1 не может быть и меньше массы m_2, так как жидкость обладает текучестью и при наличии атмосферного давления разрыв в сплошном потоке невозможен. Следовательно,

$$m_1 = m_2 = \text{const}. \tag{2.13}$$

Массы жидкости можно выразить с помощью объемов, прошедших через сечения I и II за время Δt:

$$m_1 = \rho_1 Q_1 \Delta t; \tag{2.14}$$

$$m_2 = \rho_2 Q_2 \Delta t, \tag{2.15}$$

где ρ_1 и ρ_2 — плотность жидкости в сечениях *I* и *II*.

На основании (2.13) можно записать

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \text{const}. \tag{2.16}$$

Для несжимаемой жидкости

$$\rho_1 = \rho_2 = \text{const}.$$

Следовательно,

$$Q_1 = Q_2 = \text{const}. \tag{2.17}$$

Это уравнение называют *уравнением постоянства расхода*. Из него следует, что при установившемся дви-

жении несжимаемой жидкости расход ее в любом сечении потока постоянен.

Поскольку $Q=Sw$, то (2.17) может быть переписано в виде

$$S_1w_1=S_2w_2=Sw=\text{const}. \qquad (2.18)$$

Полученное уравнение называют *уравнением неразрывности потока.* Оно показывает, что при установившемся движении несжимаемой жидкости произведение площади живого сечения на среднюю скорость потока является постоянной величиной.

Из (2.18) следует:

$$w_1/w_2=S_2/S_1. \qquad (2.19)$$

Следовательно, при установившемся движении жидкости средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений.

2.4. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости и для потока реальной жидкости

Уравнение Бернулли устанавливает связь между скоростью и давлением в потоке жидкости. Оно используется при расчетах трубопроводов, насосов и т. д. Вначале уравнение было получено для идеальной жидкости.

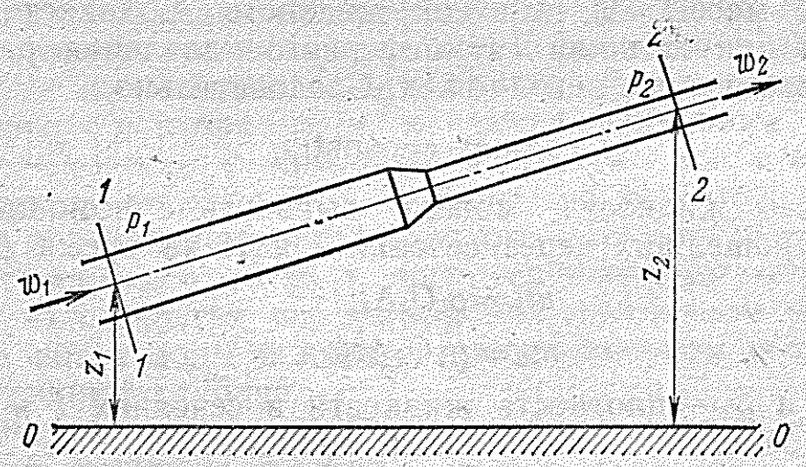


Рис. 2.10. Течение жидкости в трубопроводе переменного сечения

В потоке идеальной жидкости потенциальная энергия полностью расходуется на изменение кинетической энергии потока и изменение положения элементов жидкости в поле силы тяжести.

Удельная потенциальная работа потока несжимаемой жидкости, отнесенная к 1 кг массы жидкости, на некото-

ром участке трубы равна произведению удельного объема жидкости на разность давлений в сечениях *1-1* и *2-2* участка трубопровода (рис. 2.10):

$$v(p_1-p_2). \qquad (2.20)$$

Изменение удельной кинетической энергии потока на рассматриваемом участке равно:

$$\alpha\frac{w^2_2-w^2_1}{2}, \qquad (2.21)$$

где w_1 — линейная скорость жидкости в сечении *1-1* рассматриваемого участка; w_2 — то же в сечении *2-2*; α — поправочный коэффициент неравномерности, учитывающий характер распределения скоростей в потоке (коэффициент Кориолиса).

Для установившегося плавно изменяющегося движения среднее значение коэффициента неравномерности α принимается равным 1,05—1,1. Под плавно изменяющимся понимают установившееся движение жидкости, близкое к параллельно-струйному. Если скорости движения отдельных частиц жидкости в пределах живого сечения принять одинаковыми и равными средней скорости, то коэффициент неравномерности распределения скоростей по живому сечению равен 1.

Изменение удельной энергии положения при подъеме жидкости на высоту от z_1 до z_2 равно:

$$g(z_2-z_1), \qquad (2.22)$$

где z_1 и z_2 — геодезические отметки оси трубопровода в сечениях *1-1* и *2-2*; g — ускорение свободного падения.

Потенциальная энергия потока может создаваться насосом или компрессором. Распределение потенциальной работы выразится как

$$v(p_1-p_2)=\alpha\frac{w^2_2-w^2_1}{2}+g(z_2-z_1),$$

или, используя (1.3), можно записать

$$\frac{p_1-p_2}{\rho}=\alpha\frac{w^2_2-w^2_1}{2}+g(z_2-z_1).$$

Последнее выражение можно использовать в виде

$$\frac{p_1}{\rho}+\alpha\frac{w^2_1}{2}+gz_1=\frac{p_2}{\rho}+\alpha\frac{w^2_2}{2}+gz_2. \qquad (2.23)$$

Полученное уравнение называется уравнением Бернулли для потока идеальной жидкости. Оно показывает,

что полная удельная энергия потока в любом сечении состоит из суммы трех слагаемых. Первое слагаемое представляет собой удельную потенциальную энергию давления, второе — удельную кинетическую энергию и третье — удельную энергию положения рассматриваемого сечения потока жидкости в поле земного тяготения.

Энергия потока выражается в джоулях (1 Дж = = 1 Н·м). Удельная энергия потока выражается в джоулях на килограмм (Дж/кг).

Рассмотрим более подробно единицы измерения трех составляющих, входящих в уравнение (2.23):

$$\frac{p}{\rho} = \left[\frac{\text{Н}\cdot\text{м}^3}{\text{м}^2\cdot\text{кг}} = \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}\right];$$

$$\frac{w^2}{2} = \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}^2} = \frac{\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{м}}{\text{с}^2\cdot\text{кг}} = \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}\right];$$

$$gz = \left[\frac{\text{м}\cdot\text{м}}{\text{с}^2} = \frac{\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{м}}{\text{с}^2\cdot\text{кг}} = \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}\right].$$

Следовательно, единицей измерения всех трех слагаемых является удельная энергия потока, т. е. энергия, отнесенная к 1 кг массы жидкости.

Из (2.23) следует, что полная удельная энергия потока идеальной жидкости остается постоянной в любом его сечении.

Таким образом, уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии при движении идеальной несжимаемой жидкости.

Разделим все члены (2.23) на ускорение свободного падения:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha\frac{w^2_1}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha\frac{w^2_2}{2g} + z_2. \qquad (2.24)$$

Первое слагаемое левой части (2.24) представляет собой пьезометрическую высоту или напор. Иными словами, это высота, на которую поднимается жидкость в трубке с открытым концом под действием гидростатического давления в трубопроводе.

Приборы, которыми измеряют давление в жидкости непосредственно высотой столба той же жидкости, называются *пьезометрами* (рис. 2.11).

Второе слагаемое (2.24) — это скоростной напор, физический смысл которого заключается в следующем. Пусть в открытом трубопроводе движется жидкость со скоростью w (рис. 2.12). Поместим в поток этой жидкости прозрачную трубку, изогнутую под углом 90°. Конец

трубки направим против течения. Другой конец трубки при этом перпендикулярен поверхности воды и выступает из нее на некоторую высоту. Такая трубка называется гидрометрической трубкой Пито или просто *трубкой Пито*.

В результате воздействия потока жидкость в вертикальной части трубки поднимется на такую высоту, при которой давление столба жидкости в трубке должно быть уравновешено давлением движущейся жидкости с другой стороны.

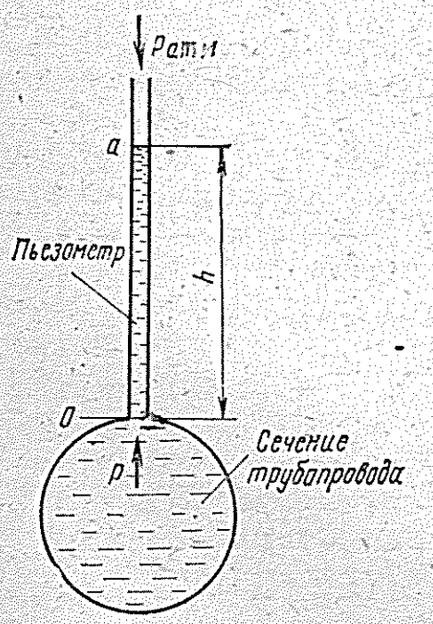


Рис. 2.11. Схема пьезометра

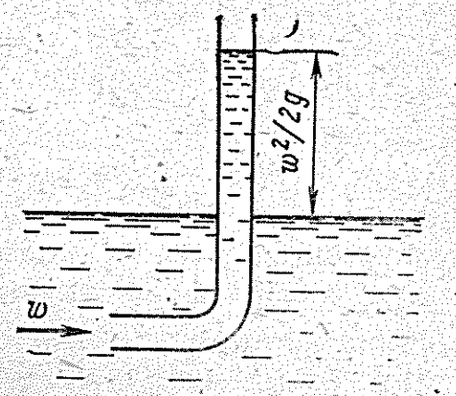


Рис. 2.12. Иллюстрация скоростного напора

Высота столба жидкости в вертикальной части трубки представляет собой скоростной напор. Значение его определяется линейной скоростью и ускорением свободного падения.

Скоростной напор не зависит от рода жидкости, т. е. ее плотности, а определяется лишь линейной скоростью.

Третье слагаемое (2.24) представляет собой нивелирную высоту или высоту расположения рассматриваемого сечения потока над некоторой плоскостью отсчета *0*.

Таким образом, все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность.

Следовательно, геометрический смысл уравнения Бернулли можно сформулировать так: при установившемся движении идеальной жидкости сумма трех высот (пьезометрической; высоты, соответствующей скоростному напору, и высоты положения) вдоль потока остается неизменной.

Понятию напор можно дать и другое физическое объяснение, исходя из единицы измерения пьезометрического напора:

$$h_p = \frac{p}{\rho g} = \left[\frac{\text{Н}\cdot\text{м}^3}{\text{м}^2\cdot\text{кг}\,(\text{м/с}^2)}\right] = \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{кг}\,(\text{м/с}^2)} = \frac{\text{Дж}}{\text{Н}} \rightarrow \frac{\text{работа}}{\text{сила}}.$$

Таким образом, напор есть отношение работы к силе. Очевидно, что напор не зависит от того, в какой системе выражается единица силы, так как при переходе к любой другой системе числитель и знаменатель в выражении напора изменяются одинаково.

Следовательно, пьезометрический напор можно понимать как работу единицы силы на пути, равном h_p. Таким же образом можно представить и понятие скоростного напора.

Сократив единицы силы в числителе и знаменателе, получим

$$h_p = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{Н}} = \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{Н}} = \text{м}\right].$$

Рассмотрим баланс напоров при движении по трубопроводу идеальной жидкости (потери напора на сопротивление отсутствуют). Из (2.24) следует, что при течении идеальной жидкости сумма пьезометрической высоты, скоростного напора и нивелирной высоты остается постоянной по длине трубопровода (рис. 2.13).

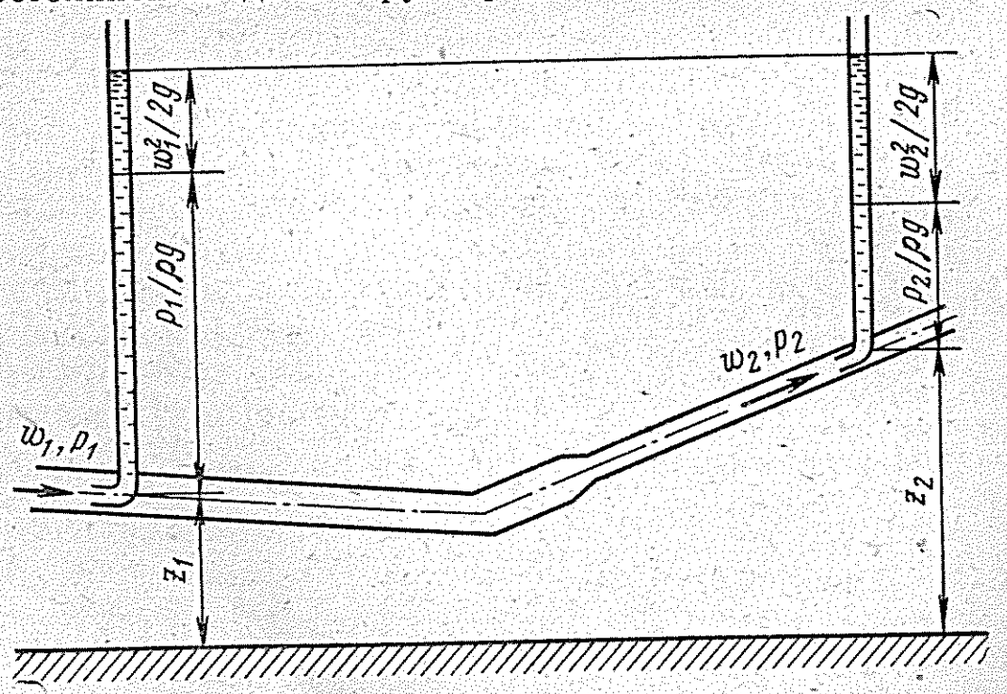


Рис. 2.13. Баланс напоров при движении идеальной жидкости в напорном трубопроводе

Если жидкость в трубопроводе находится под избыточным давлением, то в сечении *1-1* напорного трубопровода линейная скорость жидкости меньше, чем в сечении *2-2*, так как во втором сечении диаметр трубопровода меньше (см. рис. 2.10). Кроме того, нивелирная отметка второго сечения выше, чем первого. Поэтому энергия потока расходуется на преодоление разности высот и увеличение скорости жидкости. В связи с этим пьезометрический напор во втором сечении меньше, чем в первом, т. е.

$$p_2/\rho g < p_1/\rho g.$$

Уравнение Бернулли широко применяется при расчетах водопроводов, нефтепроводов, газопроводов, насосов и т. п. На основании уравнения Бернулли сконструирован ряд приборов, таких как водомер Вентури, водоструйный насос, эжектор и пр.

При течении реальной жидкости вследствие ее вязкости возникает сопротивление движению, а часть энергии потока расходуется на преодоление сопротивления в каналах. Поэтому в случае движения реальной жидкости удельная энергия потока не может оставаться постоянной по длине. Удельная энергия потока реальной жидкости от одного сечения к другому изменяется (уменьшается) на величину, необходимую для преодоления сопротивлений.

Если обозначить затраты удельной энергии на преодоление сопротивлений через E_{1-2}, то уравнение Бернулли применительно к тем же двум сечениям (рис. 2.10) потока реальной жидкости можно записать:

$$\frac{p_1}{\rho} + \alpha\frac{w^2_1}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \alpha\frac{w^2_2}{2} + gz_2 + E_{1-2}. \qquad (2.25)$$

Это уравнение является уравнением баланса удельных энергий потока реальной жидкости. Из него следует, что изменение полной удельной энергии потока жидкости, состоящей из энергии кинетической, потенциальной (положения) и энергии давления, которое происходит при перемещении 1 кг массы жидкости из одного сечения канала в другое, равно удельной энергии, затраченной на преодоление сопротивлений между этими двумя сечениями.

Чем большее количество сопротивлений преодолевает поток жидкости на своем пути, тем более интенсивно идет процесс уменьшения запаса полной удельной энергии потока.

Умножив левую и правую части (2.25) на плотность жидкости и перегруппировав слагаемые, получим

$$p_1 - p_2 = \rho\alpha \frac{w^2_2 - w^2_1}{2} + \rho g (z_2 - z_1) + \rho E_{1\text{-}2}. \qquad (2.26)$$

Из (2.26) следует, что на участке трубопровода от сечения *1-1* до сечения *2-2* (см. рис. 2.10) для увеличения линейной скорости от w_1 до w_2, подъема жидкости от высоты z_1 до z_2 и преодоления сопротивлений по длине участка необходимо иметь перепад давления $p_1 - p_2$. Все слагаемые уравнения (2.26) имеют размерность давления, например:

$$\rho\alpha \frac{w^2_2 - w^2_1}{2} = \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}\right]. \qquad (2.27)$$

Разделив в (2.25) все слагаемые на ускорение свободного падения получим по аналогии с (2.24) линейную размерность всех членов этого уравнения. Обозначим $E_{1\text{-}2}/g = h_{1\text{-}2}$, где $h_{1\text{-}2}$ — потеря напора в сопротивлениях (как местных, так и по длине) и на участке трубопровода *1-2*, выраженная в единицах длины.

Таким образом, по аналогии с (2.24) для потока реальной жидкости уравнение Бернулли запишется в виде

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha \frac{w^2_1}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha \frac{w^2_2}{2g} + z_2 + h_{1\text{-}2}. \qquad (2.28)$$

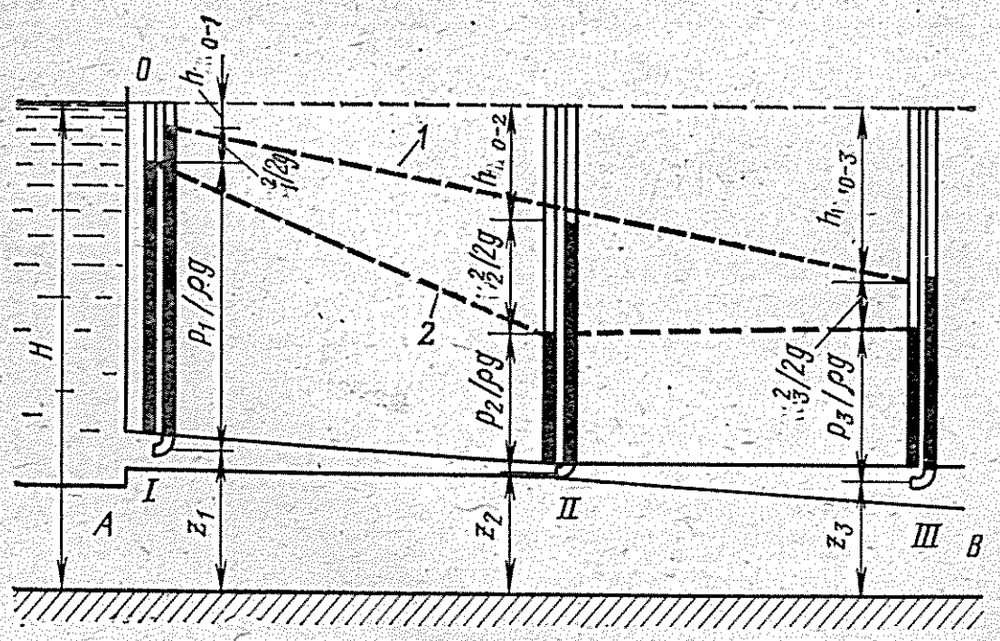


Рис. 2.14. Напоры по длине трубопровода переменного сечения

Геометрический смысл уравнения Бернулли для потока реальной жидкости можно пояснить на следующем примере.

К сосуду с жидкостью присоединим трубу AB переменного сечения (рис. 2.14). Под влиянием напора в трубе будет происходить движение жидкости с изменяющейся по длине скоростью.

Рассмотрим три поперечных сечения *I*, *II* и *III*, обозначив соответственно давления и скорости в этих сечениях через p_1, w_1, p_2, w_2 и p_3, w_3, а координаты центра тяжести указанных сечений через z_1, z_2 и z_3.

Установим в каждом сечении по две вертикальные трубки: одну — пьезометрическую *1* и одну — трубку Пито *2*. В напорных трубопроводах трубка Пито измеряет величину $p/\rho g + w^2/2g$. Такая совмещенная трубка называется также трубкой Прандтля (рис. 2.15), она позволяет измерять скорость течения жидкости в напорных трубопроводах. Как видно из рис. 2.15, разность показаний трубки Пито *2* и пьезометрической *1* есть величина $w^2/2g$. Скорость жидкости определится из выражения

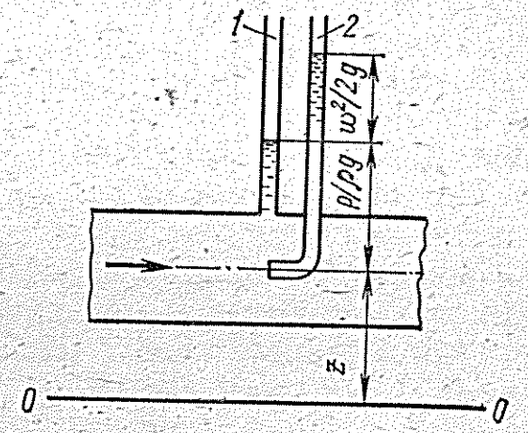


Рис. 2.15. Схема, поясняющая скоростной напор

$$w = \sqrt{2g\Delta h}, \qquad (2.29)$$

где Δh — разность уровней жидкости в трубках, м.

Действительная величина скорости вследствие неизбежных потерь напора в самой трубке и некоторого нарушения потока, вызываемого введением в него постороннего тела, оказывается несколько большей и определяется по формуле

$$w = a\sqrt{2g\Delta h}, \qquad (2.30)$$

где a — поправочный коэффициент, определяемый для каждой индивидуальной трубки опытным путем.

В сечении *I* трубы AB (см. рис. 2.14) уровень в пьезометрической трубке будет ниже, чем в трубке Пито, на величину скоростного напора в сечении *I*, т. е. на величину $w^2/2g$. Но и в трубке Пито, установленной в этом сечении, уровень не достигает уровня жидкости в сосуде, так как часть напора $h_{0\text{-}1}$ будет затрачена на преодоление трения

при входе в трубу AB. В сечении II разность показаний трубок Пито и пьезометрической будет больше, чем в сечении I, так как скорость w_2 больше скорости w_1. Разность показаний трубок Пито для сечений I и II дает величину потери напора на трение между сечениями I и II, равную h_{1-2}.

Разность показаний трубок Пито для сечений II и III дает потерю напора на трение на длине участка $II—III$, равную h_{2-3}. Уровни в трубках Пито в сечениях I, II и III будут ниже уровня жидкости в сосуде соответственно на h_{0-1}, h_{0-2} и h_{0-3}.

Соединив показания пьезометрических трубок по длине потока ломаной линией, получим пьезометрическую линию, дающую картину изменения отношения $p/\rho g$ по длине потока. Пьезометрическая линия может опускаться (при увеличении скорости вдоль трубы) либо подниматься (при уменьшении скорости вдоль трубы). Соединив показания уровней в трубках Пито, получим напорную линию. Отрезки, заключенные между напорной и пьезометрической линиями, дают значение скоростного напора $w^2/2g$ и его изменение по длине трубы.

Напорная линия всегда снижается по длине трубы, так как часть энергии потока затрачивается на преодоление трения по длине трубы. Как следует из рис. 2.14, для любой пары сечений можно составить равенство суммы четырех высот:

$$\frac{p_1}{\rho g}+z_1+\frac{w^2_1}{2g}+h_{0-1}=\frac{p_2}{\rho g}+z_2+\frac{w^2_2}{2g}+h_{0-2}=H=\text{const}. \tag{2.31}$$

Это равенство представляет собой геометрическую интерпретацию уравнения Бернулли для потока реальной жидкости. Здесь наглядно видны потери энергии на преодоление трения по длине, переход потенциальной энергии потока в кинетическую и наоборот.

Для каждого участка трубы наклон пьезометрической линии к горизонту $i_п$ называется *пьезометрическим уклоном*

$$i_п=\frac{\left(\frac{p_1}{\rho g}+z_1\right)-\left(\frac{p_2}{\rho g}+z_2\right)}{l}. \tag{2.32}$$

Отношение снижения напорной линии к длине потока называется *гидравлическим уклоном* $i_г$ и выражается

формулой

$$i_г=\frac{h}{l}=\frac{\left(\frac{p_1}{\rho g}+z_1+\frac{w^2_1}{2g}\right)-\left(\frac{p_2}{\rho g}+z_2+\frac{w^2_2}{2g}\right)}{l}. \tag{2.33}$$

В (2.32) и (2.33) l — длина трубы между сечениями I и II.

Уравнение Бернулли применимо только к установившемуся плавно изменяющемуся движению жидкости. Поперечные сечения такого потока должны быть плоскими и нормальными к его оси.

В связи с этим плавно изменяющееся движение должно удовлетворять следующим условиям:

1) кривизна потока должна быть незначительной, т. е. радиус кривизны линий тока должен быть достаточно большим (рис. 2.16,*а*);

2) угол расхождения струек α должен быть настолько близок к нулю, чтобы им можно было пренебречь (рис. 2.16,*б*).

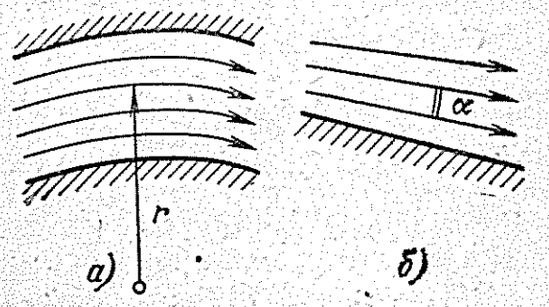


Рис. 2.16. Условия плавно изменяющегося движения

Таким образом, применительно к установившемуся плавно изменяющемуся движению давления в плоскостях живых сечений потока при таком характере движения вязкой жидкости распределяются по гидростатическому закону (в рассматриваемом случае действует только сила тяжести).

2.5. Измерение расхода жидкости

Самыми наглядными и вместе с тем точными способами измерения расхода жидкости являются объемный и весовой (массовый) способы.

При объемном способе протекающая в исследуемом потоке (например, в трубе) жидкость поступает в специальный, тщательно протарированный мерный бак (мерник), время наполнения которого точно фиксируется по секундомеру. Если объем мерника V, а измеренное время его наполнения t, то объемный расход рассчитывается по (2.6).

При весовом способе путем взвешивания находят вес $Gt=mg$ всей жидкости, поступившей в мерник за время t, определяют ее массу по (2.8) и массовый расход по (2.7). Объемный расход определяется по (2.9).

Однако объемный и весовой способы пригодны лишь при сравнительно небольших значениях расхода жидкости, так как в противном случае размеры мерников получаются слишком громоздкими и замеры затруднительны. Кроме того, этими способами нельзя замерить расход в произ-

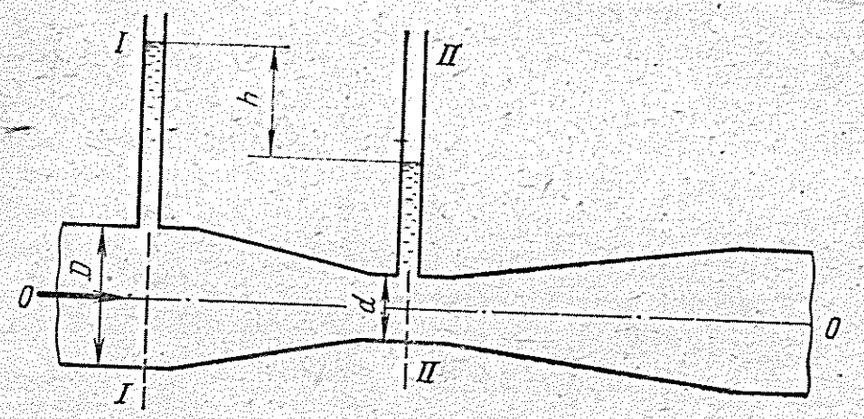


Рис. 2.17. Схема водомера Вентури

вольном сечении, например, длинного трубопровода или канала без нарушения их целостности. Поэтому, за исключением случаев измерений сравнительно небольших расходов жидкостей в коротких трубах и каналах, на практике чаще пользуются специальными приборами, которые предварительно тарируются объемным или весовым способом. Одним из таких приборов является трубчатый расходомер или расходомер Вентури, большими достоинствами которого являются простота конструкции и отсутствие в нем подвижных частей.

На рис. 2.17 показан трубопровод диаметром D с местным сужением диаметром d. В широкой и суженной части установлены два пьезометра (сечения I и II). Пренебрегая значением потерь напора между сечениями I и II, а также неравномерностью распределения скоростей по сечению ($\alpha=1$) и принимая, что плоскость сравнения $0-0$ проходит через ось трубопровода ($z_1=z_2$), перепишем для рассматриваемого случая уравнение Бернулли в виде

$$\frac{p_1}{\rho g}+\frac{w^2_1}{2g}=\frac{p_2}{\rho g}+\frac{w^2_2}{2g}. \qquad (2.34)$$

Отсюда следует, что с увеличением скорости движения давление должно уменьшаться и, наоборот, с уменьшением скорости давление должно увеличиваться. Эта закономерность и используется в водомере Вентури. Зная диаметры D и d, по разности показаний пьезометров h

(рис. 2.17) можно определить расход. Для этого используем также уравнения (2.17) и (2.18):

$$Q=S_1w_1=S_2w_2.$$

Так как

$$S_1=\pi D^2/4, \text{ а } S_2=\pi d^2/4,$$

то можно написать

$$w_1\frac{\pi D^2}{4}=w_2\frac{\pi d^2}{4}.$$

Тогда

$$w_2=w_1\frac{D^2}{d^2} \quad \text{и} \quad w^2_2=w^2_1\frac{D^4}{d^4}.$$

Подставим полученное выражение для квадрата скорости в уравнение (2.24):

$$\frac{p_1}{\rho g}+\alpha\frac{w^2_1}{2g}=\frac{p_2}{\rho g}+\alpha w^2_1\frac{D^4}{2gd^4},$$

откуда следует, что

$$\frac{p_1}{\rho g}-\frac{p_2}{\rho g}=h=w^2_1\frac{D^4}{2gd^4}-\frac{w^2_1}{2g}$$

и окончательно

$$w_1=\sqrt{\frac{2gh}{\frac{D^4}{d^4}-1}}.$$

Выражение для расхода жидкости в рассматриваемом трубопроводе

$$Q=S_1w_1,$$

или

$$Q=S_1\sqrt{\frac{1}{\frac{D^4}{d^4}-1}}\sqrt{2gh},$$

Окончательный вид расчетной формулы для определения расхода в трубопроводе:

$$Q=\frac{\pi D^2}{4}\sqrt{\frac{1}{\frac{D^4}{d^4}-1}}\sqrt{2gh}. \qquad (2.35)$$

Трубчатые расходомеры могут быть горизонтальными и вертикальными.

Другим широко распространенным прибором для измерения расхода является расходомерная шайба (или диафрагма), обычно выполняемая в виде плоского кольца с круглым отверстием в центре, устанавливаемого между фланцами трубопровода (рис. 2.18). Края отверстия чаще всего имеют острые входные кромки под углом 45° или же закругляются по форме втекающей в отверстие струи жидкости (сопло). Два пьезометра *1* и *2* (или дифференциальный манометр) служат для измерения перепада давления до и после диафрагмы.

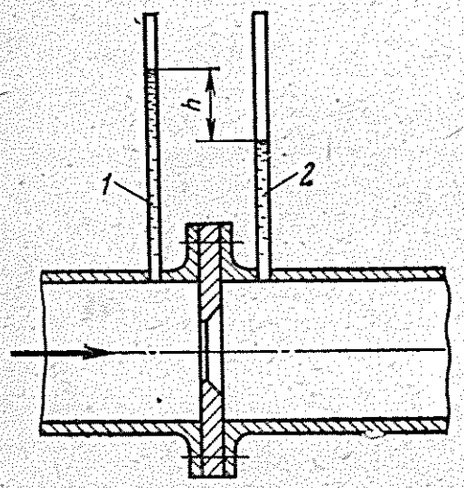


Рис. 2.18. Схема расходомерной шайбы

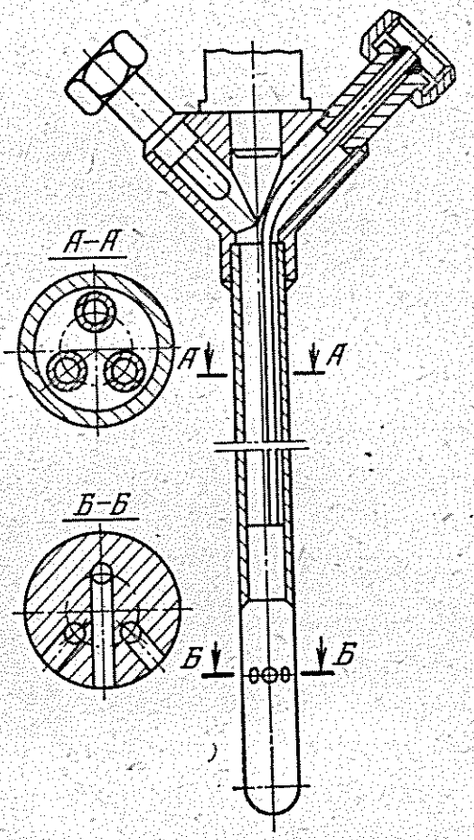


Рис. 2.19. Схема трубки Прандтля

Расход определяется по формуле

$$Q = c\sqrt{\Delta\bar{h}}, \qquad (2.36)$$

где $\Delta\bar{h}$ — разность уровней в трубках пьезометра; c — коэффициент, определяемый опытным путем для каждого типа диафрагмы.

Для измерения скорости движения жидкости в действующих трубопроводах в процессе их эксплуатации применяют трубку Прандтля, выполненную в виде цилиндрического зонда, представляющего собой цилиндрическую трубку (рис. 2.19), в нижней части которой сделаны три приемных отверстия: центральное (среднее) и два крайних.

Зонд вводится в трубопровод через сальниковое устройство в верхней части трубы. Значения скорости находят по перепаду давлений между полным давлением в центральном отверстии и давлениями в крайних отверстиях, равными сумме статического и части динамического давления, определяемой тарировкой.

В практике наладочных и экспериментальных работ на оборудовании ТЭС и АЭС находят широкое применение и другие методы измерения расходов жидкости. Остановимся коротко на некоторых из них.

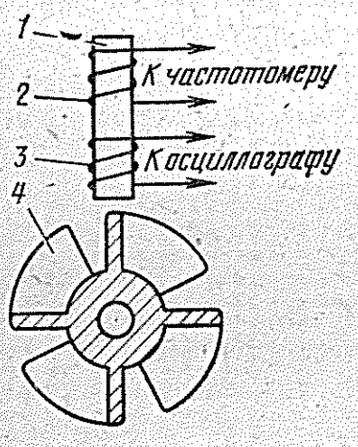


Рис. 2.20. Схема электромагнитного тахометрического устройства

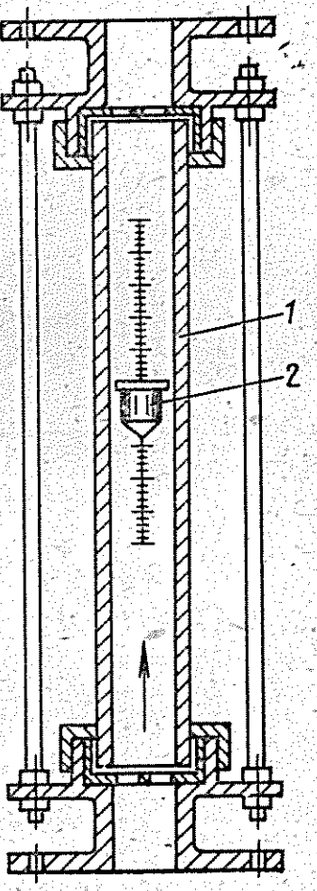


Рис. 2.21. Ротаметр

Получил распространение турбинный расходомер с магнитным тахометром (рис. 2.20).

Магнитный тахометр представляет собой магнит *1*, запрессованный в катушку *2*, укрепленную на корпусе расходомера. Лопатки колеса *4*, изготовленные из проводящего материала, вращаясь под действием потока, пересекают магнитное поле и периодически изменяют его напряженность. Вследствие этого в катушке индуцируется пульсирующая ЭДС. Импульсный сигнал передается на частотомер, показания которого пропорциональны расходу потока. Катушка магнитного тахометра может иметь еще

одну обмотку *3*, сигнал с которой передается на осциллограф.

Ротаметр (рис. 2.21) представляет собой коническую, расширяющуюся кверху трубку *1* с помещенным внутри нее подвижным сопротивлением *2*.

Ротаметр устанавливается на вертикальном участке трубопровода. Протекающая через ротаметр жидкость воздействует на подвижное сопротивление с некоторой силой. Если эта сила превышает вес подвижного сопротивления, то оно всплывает, увеличивая площадь щели для протекания жидкости. При этом сила, действующая на подвижное сопротивление со стороны жидкости, уменьшается. Когда гидродинамическая сила становится равной весу подвижного сопротивления, его всплывание прекращается.

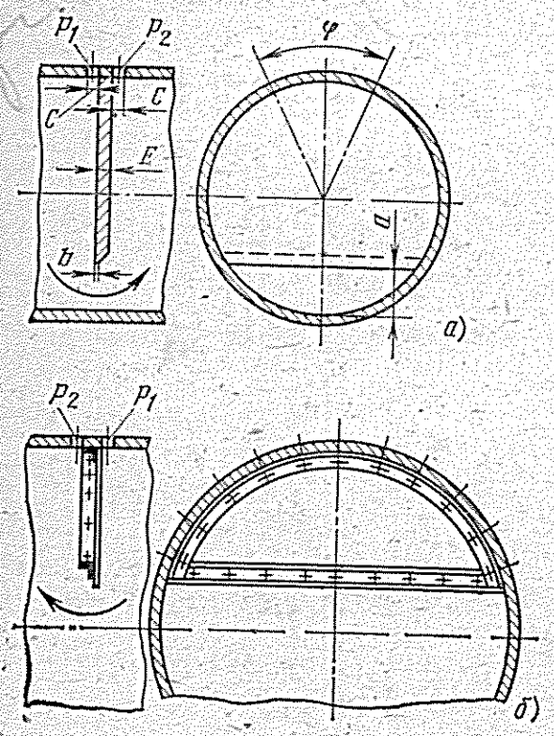


Рис. 2.22. Сегментные диафрагмы: *а* — обычная; *б* — упрощенной конструкции для трубопроводов больших диаметров

Измерение расхода ротаметром основывается на использовании связи между расходом и положением подвижного сопротивления в конической трубке. Характер этой связи зависит от угла конусности трубки, формы и веса подвижного сопротивления, вязкости жидкости и обычно устанавливается путем тарирования ротаметров. Для наблюдения за положением подвижного сопротивления конусная трубка обычно выполняется прозрачной.

Приборы с металлическими конусными трубками снабжаются дополнительными устройствами для снятия показаний.

Изготовление стандартных сужающих устройств для измерений потоков, протекающих по трубопроводам диаметром около 1 м и более, связано с большими технологическими трудностями. Для их устранения применяют сегментные диафрагмы. Сегментные диафрагмы устанавливают обычно на горизонтальных участках трубопровода (рис. 2.22,*а*). Проходное отверстие в форме сегмента расположено в нижней части трубопровода. Давления p_1 и p_2 измеряют в углах у диафрагмы, в верхней части трубопровода. Допускается некоторое отклонение расположения мест отбора в пределах угла φ от 20° (при модуле $m=0{,}7$) до 110° (при модуле $m=0{,}1$).

Модуль m определяют как отношение площадей проходного сечения сегмента и трубопровода. Профиль сегментной диафрагмы выполняют обычно по типу стандартных диафрагм с размерами $E\leqslant 0{,}1\ D$; $b\leqslant 0{,}02\ D$ и $C\leqslant 0{,}03\ D$. При измерениях в трубопроводах больших диаметров ($D=1$ м и более) сегментные диафрагмы выполняют в упрощенной форме — из листового материала, приклепанного или приваренного к опорным угольникам (рис. 2.22,*б*).

В практике имеется довольно большое количество разновидностей приборов для измерения расхода.

ПРИМЕРЫ

Пример 2.1. Определить силу избыточного гидростатического давления, действующего на круглую крышку люка диаметром $d=1$ м, закрывающего отверстие в наклонной плоской стене. Угол наклона стенки $\alpha=60°$. Длина наклонной стенки от уровня воды до верха люка $a=1$ м.

Решение:

$$F=\rho g S=\rho g\frac{\pi d^2}{4}\left(a+\frac{d}{2}\right)\sin\alpha=$$

$$=10^3\cdot 9{,}81\frac{3{,}14\cdot 1^2}{4}\left(1+\frac{1}{2}\right)\sin 60°=9{,}81\cdot 10^3\ \text{Н}.$$

Пример 2.2. Определить давление на плоское дно вертикального сосуда, если высота столба жидкости равна 5 м, избыточное давление газа на поверхность жидкости составляет 0,049 МПа (0,5 кгс/см²). Плотность жидкости, находящейся в сосуде, равна 800 кг/м³.

Решение. За начало вертикальной координаты примем дно резервуара. Давление на дно определим по (2.3):

$$p=p_0+\rho g h.$$

Координата h соответствует уровню жидкости в сосуде. Давление на поверхность жидкости $p_0=0{,}049$ МПа.

Давление на дно сосуда

$$p=0{,}049\cdot 10^6+800\cdot 9{,}81\cdot 5=88\cdot 10^3\ \text{Па},$$

или

$$p=88\cdot 10^3\frac{10^{-4}}{9{,}81}=0{,}9\ \text{кгс/см}^2.$$

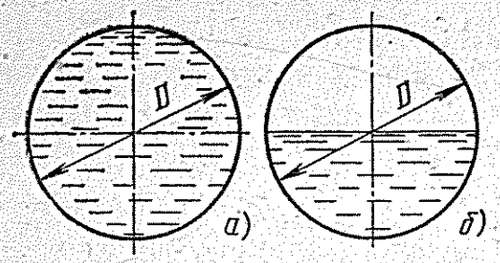


Рис. 2.23. Схема трубы, работающей полным сечением (*а*) и половиной сечения (*б*)

Пример. 2.3. Определить гидравлический радиус трубы с внутренним диаметром $D=0{,}412$ м, работающей полным сечением (рис. 2.23).

Ответ: $R_г=0{,}103$ м.

Пример 2.4. Решить предыдущий пример (пример 2.3) при условии, что труба заполнена жидкостью только на половину сечения (рис. 2.24).

Ответ: $R_г=0{,}103$ м.

Пример 2.5. Определить гидравлический радиус открытого канала (см. рис. 2.8,*б*) шириной $b=3$ м и глубиной $h=1$ м.

Ответ: $R_г=0{,}6$ м.

Пример 2.6. Определить энергию, необходимую для перекачки идеальной жидкости на участке трубопровода. Линейная скорость в начале участка 2 м/с, в конце — 6 м/с. Геодезическая отметка начальной точки трубопровода $z_1=10$ м, отметка конечной точки $z_2=60$ м. Расход жидкости в единицах массы $M=20$ кг/с. Коэффициент α принять равным 1,1.

Решение. Удельная энергия, необходимая для перекачки идеальной жидкости,

$$E=v(p_1-p_2)=\alpha\frac{w^2_2-w^2_1}{2}+g(z_2-z_1).$$

Подставив в формулу числовые значения параметров, получим

$$E=1{,}1\,\frac{36-4}{2}+9{,}81\,(60-10)=508{,}1\text{ Дж/кг}.$$

Полная секундная работа или мощность, необходимая для перекачки жидкости, составит:

$$N=EM=508{,}1\cdot 20\approx 10{,}2\text{ кВт}.$$

Из результатов расчета следует, что основная часть энергии расходуется на подъем жидкости с 10 до 60 м.

Пример 2.7. Определить высоту, на которую поднимется струя воды, вытекающей из трубопровода вертикально вверх. Линейная скорость воды на выходе из трубопровода 15 м/с. Сопротивлением струи о воздух пренебречь. Коэффициент α принять равным единице.

Решение. Для определения высоты подъема струи воспользуемся формулой (2.24). Перепишем ее в виде

$$z_2-z_1=\frac{p_1-p_2}{\rho g}+\alpha\frac{w^2_1-w^2_2}{2g}.$$

Поскольку на струю воды действует атмосферное давление, то разность давления в начале и конце равна нулю:

$$p_1-p_2=0.$$

Линейная скорость воды в верхней точке струи

$$w_2=0.$$

Тогда расчетная формула примет вид:

$$z_2-z_1=\frac{w^2_1}{2g}.$$

Подставим в нее численные значения, получим:

$$z_2-z_1=\frac{15^2}{2\cdot 9{,}81}=11{,}47\text{ м}.$$

Следовательно, струя поднимется на высоту 11,47 м.

Пример 2.8. Определить расход жидкости в трубопроводе, на котором установлен водомер Вентури (см. рис. 2.17). Диаметр трубопровода $D=0{,}5$ м, диаметр суженной части водомера $d=0{,}2$ м, разность показаний пьезометра

$$\frac{p_1-p_2}{\rho g}=h=0{,}2\text{ м}.$$

Ответ: $Q=0{,}065$ м³/с.

Пример 2.9. Определить теоретический расход воды, если разность напоров в большом и малом сечениях водомера Вентури $h=500$ мм рт. ст. Диаметр трубопровода $D=0{,}3$ м, диаметр цилиндрического участка водомера $d=0{,}1$ м.

Ответ: $Q=0{,}08715$ м³/с.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой вид напряжений возможен в покоящейся жидкости?
2. Перечислите свойства, которыми обладает гидростатическое давление.
3. Какой параметр рассчитывается по основному уравнению гидростатики?
4. Дайте формулировку закона Паскаля.
5. По какому закону изменяется давление с увеличением глубины погружения в жидкость?
6. Что понимается под поверхностью уровня?
7. Объясните смысл понятия нивелирной высоты.
8. Что такое пьезометрическая высота?
9. Каково свойство гидростатического напора для объема неподвижной жидкости?
10. Что называется эпюрой давления?
11. Как получить равнодействующую давлений на стенку?

12. Как найти полное давление жидкости на криволинейную стенку?

13. В чем заключается гидростатический парадокс?

14. Что изучает гидродинамика?

15. Дайте определение линии тока.

16. Дайте определение трубки тока и элементарной струйки.

17. Что понимается под живым сечением потока?

18. Каковы единицы измерения расхода жидкости?

19. Дайте определение смоченного периметра.

20. Что называется гидравлическим радиусом?

21. Как определяется линейная скорость потока жидкости?

22. Что такое массовая скорость?

23. Какое различие между установившимся и неустановившимся движениями жидкости?

24. Какое различие между равномерным и неравномерным движениями жидкости?

25. Что следует из уравнения постоянства расхода?

26. Что показывает уравнение неразрывности потока?

27. Какие параметры потока жидкости связывает между собой уравнение Бернулли?

28. Какой закон представляет собой уравнение Бернулли?

29. Как можно измерить скоростной напор жидкости?

30. От чего зависит скоростной напор?

31. Сформулируйте геометрический смысл уравнения Бернулли.

32. В чем отличие в записи уравнения Бернулли для потока идеальной и реальной жидкости?

33. Можно ли записать уравнение Бернулли в единицах давления?

34. Для какого движения жидкости применимо уравнение Бернулли?

35. Перечислите условия, которым должно удовлетворять плавно изменяющееся движение жидкости.

36. Как определить скорость жидкости, используя уравнение Бернулли?

37. Как определить расход жидкости через заданное сечение, используя соответствующие измерительные средства и уравнения?

Глава третья

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

3.1. Классификация видов движения жидкости

Напорным называется поток, у которого по всему периметру живого сечения жидкость соприкасается с твер-

дыми стенками. Примером напорного потока может служить движение воды в водопроводных трубах.

Безнапорным называется поток со свободной поверхностью. Примерами безнапорного потока является движение воды в реках и каналах.

3.2. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости

Опыты показывают, что при течении жидкостей и газов в трубах возможны два режима: *ламинарный и турбулентный,* которые называются также соответствующими течениями.

Ламинарное течение[1] — это течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсаций скорости. При таком течении линии тока вполне определяются формой русла, по которому течет жидкость. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, т. е. прямолинейны, а также отсутствуют поперечные перемещения жидкости в процессе ее течения. Пьезометр, присоединенный к трубе с установившимся ламинарным течением, показывает неизменность давления (и скорости) во времени, отсутствие колебаний давления (пульсаций). Таким образом, ламинарное течение является вполне упорядоченным и при постоянном напоре строго установившимся течением (хотя в общем случае может быть и неустановившимся).

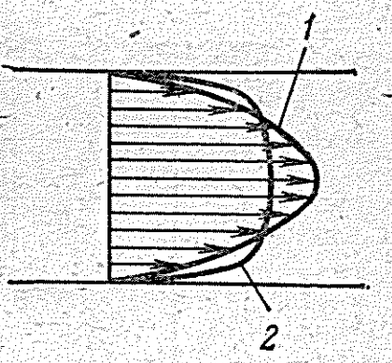


Рис. 3.1. Распределение скоростей в трубе

Турбулентное течение[2] — это течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Движение отдельных частиц оказывается неупорядоченным, траектории подчас имеют вид замысловатых кривых. Объясняется это тем, что при турбулентном течении наряду с основным продольным перемещением жидкости по руслу имеют место поперечные перемещения и вращательное движение отдельных объемов жидкости. Поперечные движения создают обмен импульсами между соседними слоями. Это приводит к тому, что распределение скоростей по поперечному сечению трубы

[1] В переводе с латинского означает «слоистое».

[2] В переводе с латинского означает «бурное, возмущенное».

при турбулентном течении получается более равномерным, чем при ламинарном. На рис. 3.1 изображены профили скоростей при ламинарном *1* и турбулентном *2* течениях в трубе.

3.3. Число Рейнольдса. Ламинарное течение в трубах постоянного сечения. Турбулентное движение в трубах

Предположение о существовании двух режимов движения жидкости было высказано впервые великим русским ученым Д. И. Менделеевым еще в 1880 г. В 1883 г. это предположение было подтверждено экспериментально английским ученым Осборном Рейнольдсом. Рейнольдс пропу-

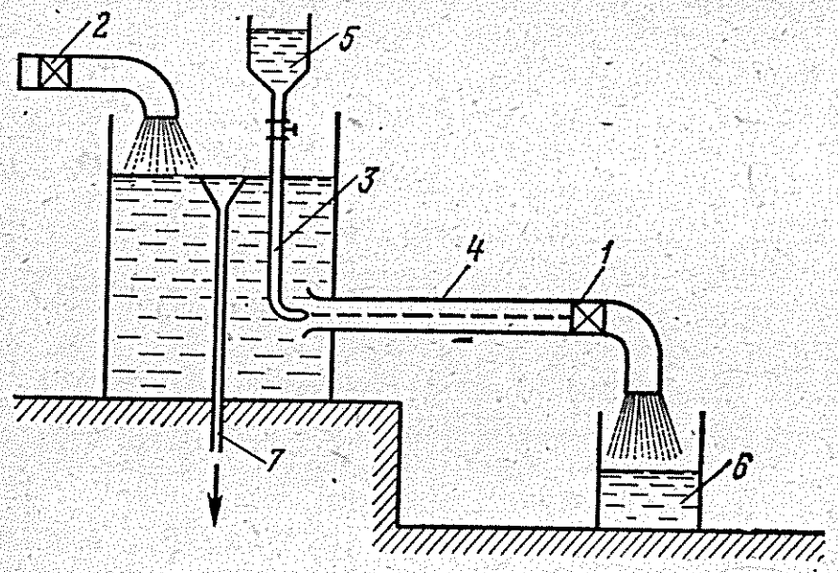


Рис. 3.2. Схема экспериментальной установки О. Рейнольдса

скал воду через стеклянные трубки разного диаметра, регулируя скорость движения воды в них кранами *1* и *2* (рис. 3.2). По тонкой трубке *3* с заостренным концом ко входу в стеклянную трубку *4* подводилась окрашенная жидкость из сосуда *5*. Средняя скорость в трубке *4* площадью сечения S определялась по объему воды V, поступившей в сосуд *6* за время t:

$$w = \frac{V}{St}.$$

Опыты, проводившиеся при постоянном напоре (для его поддержания была использована сливная труба *7*), показали, что при малых скоростях движения воды в трубке *4* краска движется в ней в виде тонкой струйки, не перемешиваясь с водой. После достижения определенной для данных условий опыта средней скорости, когда движение частиц жидкости приобретает как бы беспорядочный характер, струйка краски начинает размываться, отчего вся вода в трубке окрашивается.

Опыты Рейнольдса, а также исследования других ученых показали, что основным критерием для определения режима движения жидкости служит безразмерный параметр Re (число Рейнольдса):

$$\mathrm{Re} = wd/\nu, \qquad (3.1)$$

где w — средняя линейная скорость жидкости; d — диаметр трубы; ν — кинематическая вязкость жидкости.

Число Рейнольдса можно также представить в виде

$$\mathrm{Re} = ud/\mu, \qquad (3.2)$$

где u — массовая скорость потока; μ — динамическая вязкость жидкости.

Число Рейнольдса, при котором ламинарный режим переходит в турбулентный, называют *критическим*. По исследованиям Рейнольдса $\mathrm{Re}_{кр} = 2320$. При $\mathrm{Re} < 2320$ движение жидкости происходит при ламинарном режиме, при $\mathrm{Re} > 2320$ движение жидкости происходит при турбулентном режиме. Скорость, соответствующую критическому числу Рейнольдса, называют критической скоростью:

$$w_{кр} = 2320\nu/d. \qquad (3.3)$$

Число Рейнольдса является важной характеристикой течения. Оно определяет относительную роль сил инерции и сил трения потока. При малых числах Рейнольдса вязкость оказывает существенное влияние на поток в целом, сглаживая возникающие в потоке мелкие пульсации скорости. Поэтому изменения характеристик течения (скорости пульсации) от точки к точке при малых числах Рейнольдса оказываются довольно плавными. При больших числах Рейнольдса преобладающее влияние оказывают силы инерции, действие которых приводит к передаче энергии от одного элемента к другому.

Как следует из рассмотрения формул (3.1) и (3.2), характер течения жидкостей в трубах зависит от следующих четырех факторов: средней скорости жидкости, диаметра трубопровода, динамической вязкости и плотности жидкости.

Оказалось, что ламинарное движение тем легче осуществить, чем меньше скорость движения жидкости, мень-

ше диаметр трубы, больше вязкость жидкости и меньше ее плотность. Турбулентное движение в противоположность ламинарному возникает при больших скоростях движения жидкости, наличии больших диаметров труб, малой вязкости жидкости и большой ее плотности.

При турбулентном режиме скорость движения в каждой точке потока постоянно изменяется по величине и направлению, колеблясь около некоторого среднего значения (пульсация скорости), называемого осредненной местной скоростью. Осредненная местная скорость — это средняя

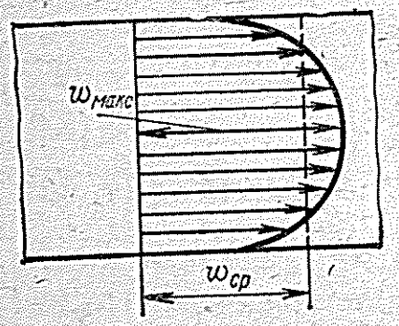


Рис. 3.3.

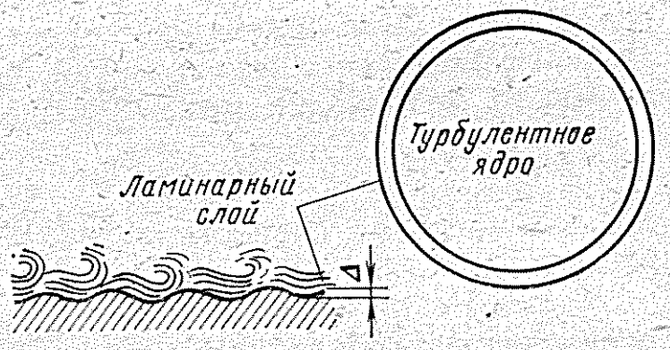


Рис. 3.4.

Рис. 3.3. Распределение скоростей потока в трубопроводе при турбулентном режиме движения жидкости

Рис. 3.4. Условная схема разделения потока жидкости в трубе на турбулентное ядро и ламинарный слой

скорость движения в данной точке, определяемая за достаточно продолжительный промежуток времени. Значение ее может быть установлено по следующей зависимости:

$$w_{ср} = \frac{w_1 \Delta t_1 + w_2 \Delta t_2 + \ldots + w_n \Delta t}{T}, \qquad (3.4)$$

где w_1, w_2, . . ., w_n — скорости движения в данной точке за соответствующие весьма малые промежутки времени Δt_1, Δt_2, . . ., Δt_n; T — период наблюдения.

Осредненные скорости в данных точках практически постоянны и направлены вдоль оси потока. В связи с этим при турбулентном режиме движение жидкости условно можно рассматривать как параллельно-струйное и применять к нему уравнение Бернулли. В дальнейшем изложении осредненную скорость будем называть местной скоростью в данной точке.

Распределение скоростей по живому сечению потока в трубопроводе при турбулентном режиме движения, установленное опытным путем, показано схематически на

рис. 3.3. Теоретических решений распределения скоростей по сечению потока и определения потерь напора для турбулентного режима нет.

Немецкий ученый Прандтль создал полуэмпирическую теорию турбулентности, в основу которой положена условная схема разделения потока жидкости в трубе на «турбулентное ядро» в центре и тонкий «ламинарный слой» по периметру у стенки трубы с выступами шероховатости Δ (рис. 3.4).

3.4. Классификация гидравлических сопротивлений

Решение многих практических задач гидравлики сводится к установлению зависимости, определяющей изменения скорости и давления по длине потока. Для этого могут быть использованы два уравнения:

уравнение постоянства расхода

$$Q = Sw = \text{const}; \qquad (3.5)$$

уравнение Бернулли

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} + h = \text{const}.$$

Эти уравнения обычно имеют три неизвестных: w, p и h, поэтому для их решения необходимо третье уравнение. В качестве третьего уравнения используют зависимость потерь напора от скорости w и ряда других факторов.

Потери напора (энергии) потока вызываются сопротивлениями двух видов:

1) сопротивлениями по длине, обусловленными силами трения;

2) местными сопротивлениями, обусловленными изменениями скорости потока по величине и направлению.

3.5. Сопротивление трения по длине. Формула Дарси. Коэффициент гидравлического трения

Потери напора по длине трубопровода можно определить по формуле Дарси — Вейсбаха

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}, \qquad (3.6)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); l — длина трубопровода; d — диаметр трубопровода.

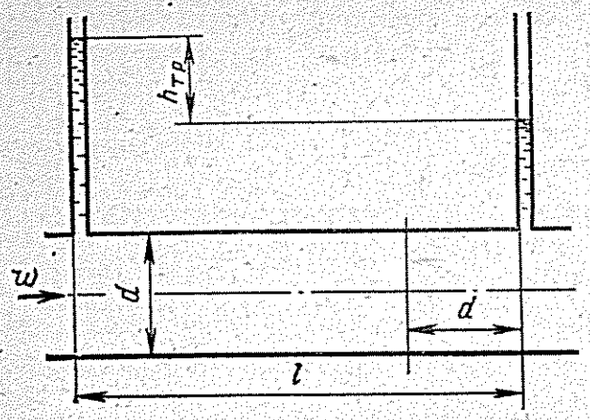


Рис. 3.5. Потери напора на трение в трубе

Безразмерный коэффициент λ называют также коэффициентом потерь на трение или коэффициентом сопротивления трения. Его можно рассматривать как коэффициент пропорциональности между потерей напора на трение, с одной стороны, и произведением относительной длины трубы[1] на скоростной напор, с другой стороны.

Нетрудно выяснить физический смысл коэффициента λ, если рассмотреть условие равномерного движения в трубе цилиндрического объема длиной l и диаметром d (рис. 3.5), а именно равенство нулю суммы сил, действующих на объем (сил давления и силы трения). Это равенство имеет вид:

$$\frac{\pi d^2}{4} p_{тр} - \pi d l \tau_0 = 0,$$

где τ_0 — напряжение трения на стенке трубы.

Решая это уравнение совместно с (3.6), получаем

$$\lambda = \frac{4\tau_0}{\rho \frac{w^2}{2}}, \qquad (3.7)$$

т. е. коэффициент λ есть величина, пропорциональная отношению напряжения трения на стенке трубы к динамическому давлению, подсчитанному по средней скорости.

Ввиду постоянства объемного расхода несжимаемой жидкости вдоль трубы постоянного сечения скорость и удельная кинетическая энергия также остаются строго постоянными, несмотря на наличие гидравлических сопротивлений и потерь напора. Значение потери напора в этом случае определяется разностью показаний двух пьезометров (рис. 3.5).

Таким образом, потери на трение или потери по длине — это потери энергии, которые в чистом виде возникают

[1] Под относительной длиной трубы понимают отношение длины трубы к ее диаметру l/d.

в прямых трубах постоянного сечения, т. е. при равномерном течении, и возрастают пропорционально длине трубы. Этот вид потерь обусловлен внутренним трением в жидкости, а потому он имеет место не только в шероховатых[1], но и в гладких трубах.

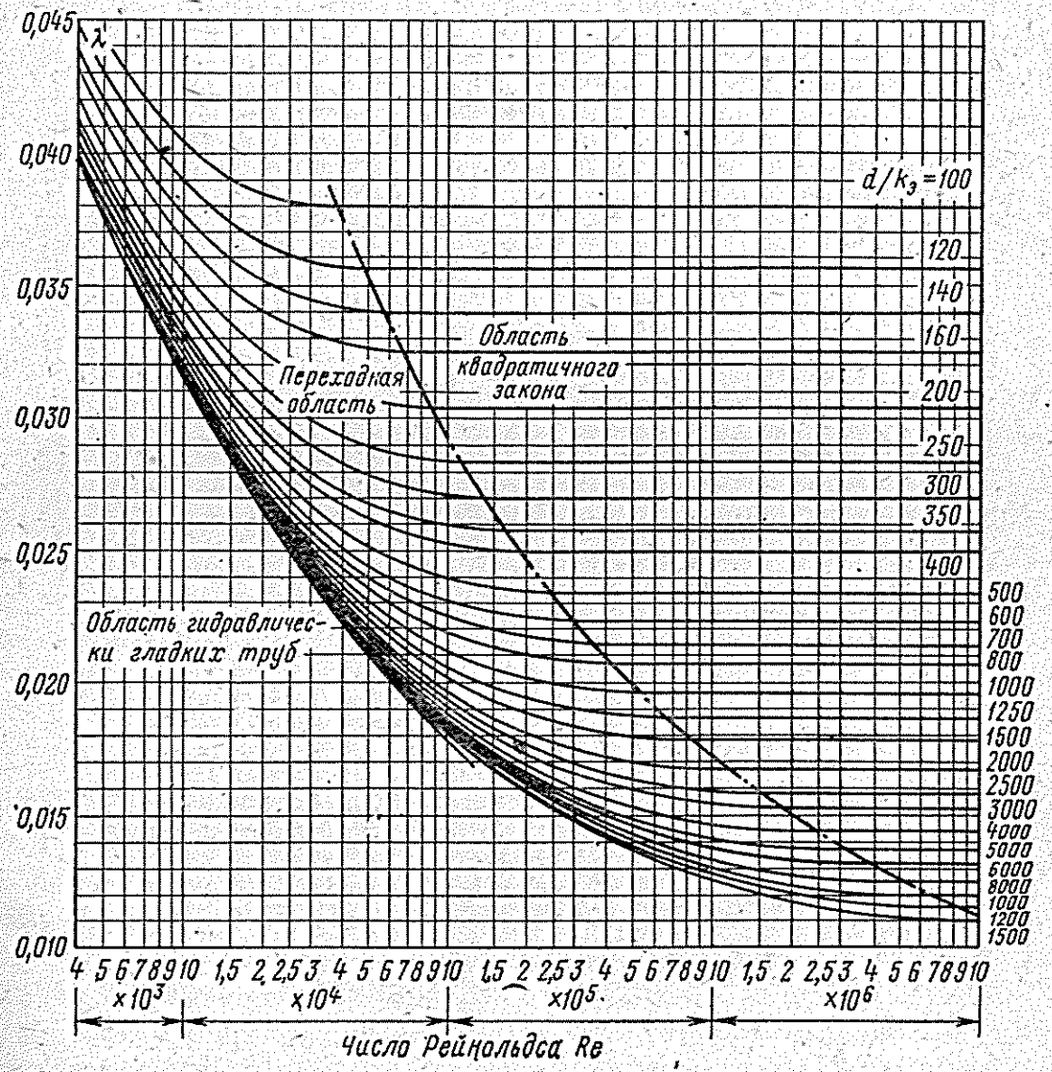


Рис. 3.6. Зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса (номограмма Г. А. Мурина)

При определении потерь напора по формуле (3.6) необходимо находить значения коэффициента гидравлического трения, что составляет одну из сложнейших проблем механики жидкости, не получившую до сих пор полного теоретического решения.

На рис. 3.6 представлен экспериментальный график зависимости коэффициента λ от числа Рейнольдса, состав-

[1] Под шероховатостью понимается наличие выступов из внутренней поверхности труб.

ленный во ВТИ (Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Э. Дзержинского) Г. А. Муриным. На этом графике изменение коэффициента λ представлено рядом кривых, каждая из которых соответствует определенной относительной «гладкости», т. е. отношению $d/k_э$, где $k_э$ — эквивалентная шероховатость, равная диаметру фракции песка, из которого выполняется искусственная шероховатость, при этом сопротивление трубопровода с искусственной шероховатостью эквивалентно сопротивлению трубопровода с естественной шероховатостью.

Чаще используют коэффициент относительной шероховатости, представляющий собой величину, обратную относительной «гладкости». Очевидно, что употребление одной или другой относительной величины (рис. 3.6) равноправно.

Зависимость коэффициента λ от различных факторов связана с областями, которые наблюдаются в потоках: область гидравлически гладких труб (область ламинарного режима); переходная область и область квадратического сопротивления (рис. 3.6). В области гидравлически гладких труб коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса. В переходной области коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости. В области квадратичного сопротивления коэффициент λ зависит только от относительной шероховатости.

Полуэмпирическая теория турбулентности дает следующее объяснение приведенным на рис. 3.6 закономерностям. Толщина ламинарного слоя, расположенного у стенки русла, изменяется в зависимости от числа Рейнольдса. С уменьшением числа Рейнольдса толщина ламинарного слоя увеличивается, а с увеличением числа Рейнольдса она уменьшается. В области гидравлически гладких труб, соответствующей сравнительно малым числам Рейнольдса, выступы шероховатости стенок русл полностью находятся в ламинарном слое и по существу не оказывают сопротивления движению жидкости. В этой области сопротивление движению обусловливается только внутренними сопротивлениями, вызванными турбулентным перемешиванием. В области квадратичного сопротивления, соответствующей большим числам Рейнольдса, вследствие относительно малой толщины ламинарного слоя выступы шероховатости стенок русл попадают в ядро течения и оказывают сопротивление движению жидкости. В переходной области (между областями гидравлически гладких труб и квадратичного сопротивления) выступы шероховатости стенок русл частично находятся в ламинарном слое, а частично попадают в ядро течения. В этой области сопротивления движению жидкости, обусловленные внутренними сопротивлениями жидкости и шероховатостью стенок русл, соизмеримы.

Для определения коэффициента гидравлического трения при ламинарном режиме пользуются формулой Пуазейля

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}. \tag{3.8}$$

Для определения коэффициента гидравлического трения λ при турбулентном режиме предложен ряд обобщенных формул, действительных для всех областей потока. Например, широкое распространение имеет формула Кольбрука

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg\left(\frac{k_э}{3{,}7d} + \frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}}\right). \tag{3.9}$$

Для области гидравлически гладких труб, соответствующей малым числам Рейнольдса, применяют формулу Прандтля

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}) - 0{,}8. \tag{3.10}$$

Для области квадратичного сопротивления, соответствующей большим числам Рейнольдса, применяют формулу Никурадзе

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2\lg\frac{r}{k_э} + 1{,}74. \tag{3.11}$$

Для расчета трубопроводов различного назначения (тепловых сетей, газопроводов и т. д.) в переходной области рекомендуется формула А. Д. Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25}. \tag{3.12}$$

Для области гидравлически гладких труб (3.12) принимает более простой вид, практически совпадающий с широко известной формулой Блазиуса

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}}, \tag{3.13}$$

а для турбулентного режима в трубах с развитой шероховатостью (квадратичный закон сопротивления) (3.12) приводится к формуле Шифринсона

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d}\right)^{0{,}25}. \tag{3.14}$$

Для практических расчетов значения эквивалентной шероховатости принимают с учетом материала стенок русла, их состояния, зависящего, в частности, от продолжительности и условий эксплуатации (табл. 3.1).

Таблица 3.1. **Рекомендуемые значения эквивалентной шероховатости $k_э$ для труб из различных материалов**

Труба	Состояние трубы	$k_э$, мм
Цельнотянутая стальная	Новая	0,02—0,1
	Битумизированная	До 0,04
	Водопроводная, бывшая в эксплуатации	1,2—1,5
	Очищенная после многих лет эксплуатации	До 0,04
Цельносварная стальная	Новая или старая в хорошем состоянии; сварная или с клепаными соединениями	0,04—0,1
	Новая, битумизированная	0,05
	Бывшая в эксплуатации с равномерной коррозией	0,15
	Покрытая лаком, но не свободная от окисления; загрязненная в процессе эксплуатации в воде, но без следов коррозии	0,95—1
Чугунная	Новая	0,25—1
	Асфальтированная	0,12—0,3
	Водопроводная, бывшая в эксплуатации	1,4
	Очищенная после многих лет эксплуатации	0,3—1,5
Бетонная и железобетонная	Эксплуатируемая при средних условиях	2,5
Асбестоцементная	Новая	0,05—0,1
	Эксплуатируемая при средних условиях	0,6
Керамическая	Глазурованная	1,4
Из стекла и цветных металлов	Новая, технически гладкая	0,001—0,002

Расчет водопроводных сетей из бывших в эксплуатации стальных и чугунных труб обычно проводят по формулах ВНИИ ВОДГЕО при $Re<9{,}2\cdot10^5$ ($w<1{,}2$ м/с в

переходной области)

$$\lambda=\frac{1}{d^{0,3}}\left(1{,}5\cdot10^{-6}+\frac{\nu}{w}\right)^{0,3}. \qquad (3.15)$$

При $Re\geqslant9{,}2\cdot10^5$ (при $w\geqslant1{,}2$ м/с в области квадратичного сопротивления)

$$\lambda=\frac{0{,}021}{d^{0,3}}. \qquad (3.16)$$

Для нахождения коэффициента λ при расчете трубопроводов из других материалов или трубопроводов, предназначенных для транспортирования жидкостей, отличающихся от воды, применяют другие эмпирические формулы.

Следует еще раз напомнить, что все три области (гидравлически гладких труб или русл, переходная, шероховатых труб или русл) относятся к турбулентному режиму движения.

На практике часто приходится иметь дело с турбулентным течением в некруглых трубах, применяемых, например, в различных охлаждающих устройствах.

Рассмотрим расчет потерь на трение при турбулентном течении в трубе с поперечным сечением произвольной формы.

Суммарная сила трения, действующая на внешнюю поверхность потока длиной l,

$$F=\Pi l\tau_0,$$

где Π — смоченный периметр сечения; τ_0 — касательное напряжение на стенке, зависящее в основном от динамического давления, т. е. от средней скорости течения и плотности жидкости.

Итак, при заданной площади сечения и данном расходе жидкости (а следовательно, и при заданной средней скорости) сила трения пропорциональна периметру сечения. Наименьшим периметром при заданной площади обладает круглое сечение, которое поэтому является наивыгоднейшим с точки зрения получения минимальных потерь энергии (напора) на трение в трубе.

Для количественной оценки влияния формы сечения на потерю напора вводится в расчет гидравлический радиус $R_г$ (2.10).

Для трубы круглого сечения диаметром d гидравлический радиус

$$R_г=\frac{S}{\Pi}=\frac{\pi d^2}{4\pi d}=\frac{d}{4},$$

откуда гидравлический диаметр, соответствующий гидравлическому радиусу,

$$d_г = 4R_г = 4S/П. \qquad (3.17)$$

Для трубы прямоугольного сечения со сторонами a и b

$$d_г = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{4S}{П}.$$

Для квадрата со стороной a

$$d_г = a = 4S/П.$$

Продолжая такое рассмотрение и далее, можно установить аналогичную зависимость: гидравлический диаметр живого сечения потока жидкости равен частному от деления учетверенной площади живого сечения потока на смоченный периметр.

В технической литературе гидравлический диаметр называют также эквивалентным диаметром и обозначают $d_э$.

Если подставить в формулу Дарси — Вейсбаха вместо диаметра трубопровода гидравлический диаметр, то получим более общее выражение закона потерь, поскольку оно справедливо для труб не только круглых, но и любых иных сечений. При этом коэффициент λ подсчитывается по любой из перечисленных выше формул, а Re выражается через $d_г$:

$$h = \lambda \frac{l}{d_г} \frac{w^2}{2g}; \qquad (3.18)$$

$$\mathrm{Re} = \frac{w d_г}{\nu}. \qquad (3.19)$$

3.6. Местные гидравлические сопротивления

При расчете трубопроводов наряду с гидравлическим сопротивлением внутренних стенок следует учитывать *местные сопротивления.*

Под местными сопротивлениями понимаются такие элементы трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходят изменение скорости потока, отрыв транзитной струи от стенок русла и возникновение вихреобразования.

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разбить на: 1) расширение; 2) сужение; 3) поворот русла.

Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Примерами местных сопротивлений могут служить устройства, изображенные на рис. 3.7,*а—г* соответственно: задвижка, диафрагма, колено и вентиль.

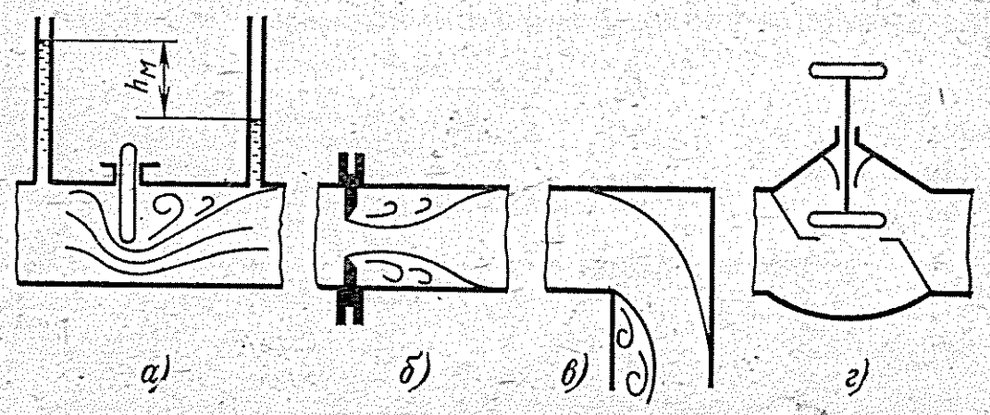


Рис. 3.7. Схемы местных гидравлических сопротивлений:
а — задвижка; *б* — диафрагма; *в* — колено; *г* — вентиль

Местные потери удельной энергии (напора) определяются по формулам Вейсбаха

$$h_м = \zeta \frac{w^2}{2g}, \qquad (3.20)$$

где w — линейная скорость жидкости; ζ — коэффициент местного сопротивления.

В единицах давления местные потери

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho w^2}{2}. \qquad (3.21)$$

Если диаметр трубопровода и, следовательно, скорость в нем меняются по длине, то за расчетную скорость принимают бо́льшую из скоростей, т. е. скорость, соответствующую меньшему диаметру трубопровода.

Обычно коэффициент местного сопротивления ζ определяют экспериментальным путем и выражают в виде эмпирических формул, графиков или в табличной форме. Лишь для некоторых местных сопротивлений получены теоретические зависимости.

В области ламинарного течения значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от числа Рейнольдса и геометрической формы местного сопротивления. При турбулентном режиме коэффициент ζ зависит от характера местного сопротивления. В случае резких переходов коэф-

фициенты местного сопротивления не зависят от числа Рейнольдса при Re⩾300, а при плавных переходах — при Re⩾10^5.

Рассмотрим некоторые виды местных сопротивлений.

Внезапное расширение потока (потери на удар). Для этого случая (рис. 3.8) на основании теоремы импульса сил была выведена формула Борда

$$h_м = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g}. \qquad (3.22)$$

Поскольку

$$w_1 S_1 = w_2 S_2$$

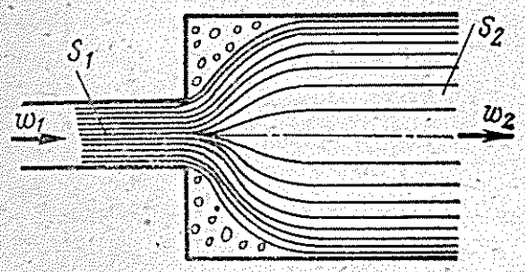


Рис. 3.8. Схема внезапного расширения потока

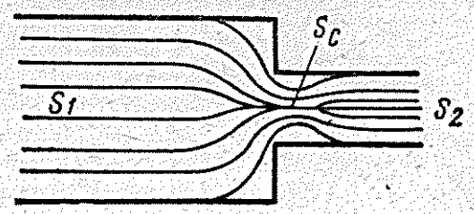


Рис. 3.9. Схема внезапного сужения потока

или

$$w_1 = w_2 \frac{S_2}{S_1}; \quad w_2 = w_1 \frac{S_1}{S_2},$$

можно записать:

$$h_м = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \frac{w^2_2}{2g}, \text{ или } h_м = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{w^2_1}{2g}. \qquad (3.23)$$

Из (3.22) и (3.23) получим

$$\zeta_2 = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \text{ и } \zeta_1 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \qquad (3.24)$$

где индексы 1 и 2 при ζ соответствуют используемой при расчете скорости w_1 или w_2.

Внезапное сужение. При внезапном сужении (рис. 3.9) происходит сжатие струи (ее площадь сечения уменьшается до S_c). Учитывая, что потери напора обусловлены в основном расширением струи (увеличением ее площади сечения от S_c до S_2), коэффициент ζ можно определить по (3.24):

$$\zeta_2 = \left(\frac{S_2}{S_c} - 1\right)^2.$$

Заменяя степень сжатия струи коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = S_c/S_2, \qquad (3.25)$$

получаем

$$\zeta_2 = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2. \qquad (3.26)$$

Коэффициент сжатия находится по теоретическим зависимостям Н. Е. Жуковского и приводится ниже:

S_2/S_1	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4
ε	0,611	0,612	0,616	0,622	0,633
S_2/S_1	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
ε	0,644	0,662	0,687	0,722	0,781

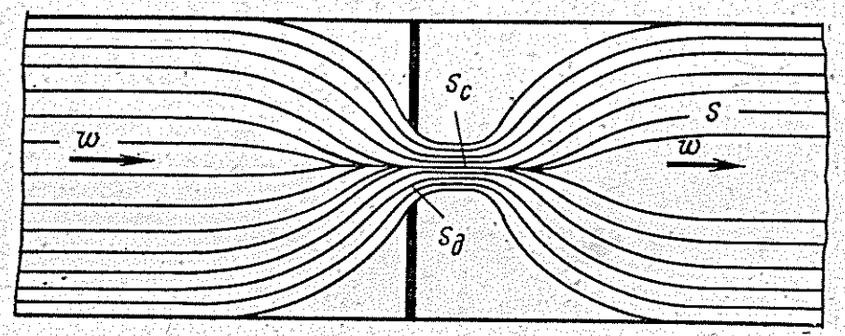


Рис. 3.10. Схема влияния диафрагмы на поток

Диафрагма. При установке диафрагмы в трубе постоянного сечения (рис. 3.10) коэффициент ζ определяют аналогично предыдущему примеру по формуле

$$\zeta = \left(\frac{S}{S_д \varepsilon} - 1\right)^2, \qquad (3.27)$$

где $S_д$ — площадь отверстия диафрагмы; ε — коэффициент сжатия, равный $S_c/S_д$.

Диффузор. Коэффициент ζ диффузора (рис. 3.11) определяют в долях от потерь напора на внезапное расширение

$$\zeta_2 = k_1 \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2, \qquad (3.28)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий уменьшение потерь напора в диффузоре по сравнению с потерями напора при внезапном расширении с тем же соотношением сечений соединяемых труб: коэффициент k_1 зависит от угла конусности α_1:

α_1	4°	8°	12°
k_1	0,12	0,14	0,23

При угле конусности $\alpha_1 < 50°$ коэффициент $k_1 = \sin\alpha_1$, а при $\alpha_1 > 50°$ его можно принимать равным 1.

Конфузор. Коэффициент ζ конфузора (рис. 3.12) определяют в долях от потерь напора при внезапном сужении, исходя из того же принципа, что был использован для определения коэффициента ζ диффузора:

$$\zeta_2 = k_2\left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2,$$

где k_2 — коэффициент, учитывающий уменьшение потерь напора в конфузоре по сравнению с потерями напора при внезапном сужении; коэффициент k_2 зависит от угла сходимости α_2 (рис. 3.13).

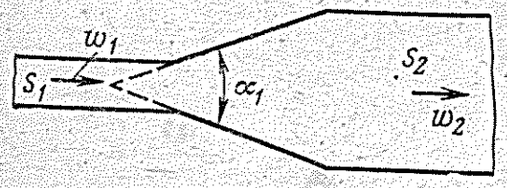


Рис. 3.11. Схема потока в диффузоре

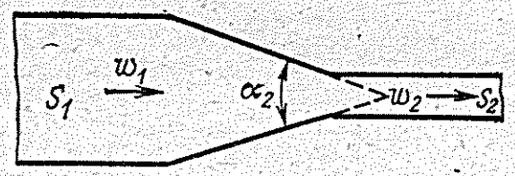


Рис. 3.12. Схема потока в конфузоре

Задвижка. Коэффициент ζ задвижки при различной степени ее открытия (рис. 3.14):

h/d	1	7/8	6/8	5/8	4/8	3/8	2/8	1/8
ζ	0	0,07	0,26	0,81	2,06	3,52	17	97,8

Поворот русла. Внезапный поворот трубы, или колено без закругления (рис. 3.15), обычно вызывает значительные потери энергии, так как в нем происходят отрыв потока и вихреобразование, причем эти потери тем больше, чем

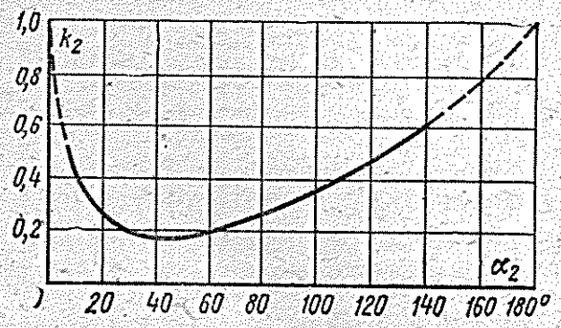


Рис. 3.13. Зависимость коэффициента k_2 от угла сходимости α_2 конфузора

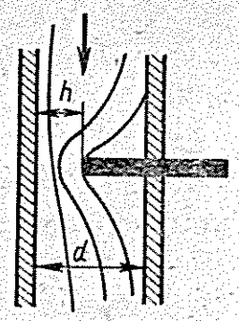


Рис. 3.14. Схема расположения задвижки в трубе

больше угол δ. Потери напора рассчитываются по формуле

$$h = \zeta_{кол}\frac{w^2}{2g}. \qquad (3.29)$$

Коэффициент сопротивления колена круглого сечения $\zeta_{кол}$ возрастает с увеличением δ очень круто (рис. 3.16) и при $\delta = 90°$ достигает 1,0.

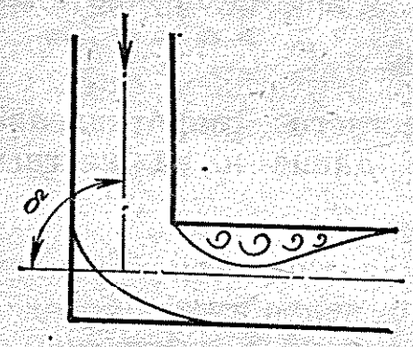


Рис. 3.15. Схема течения жидкости в колене

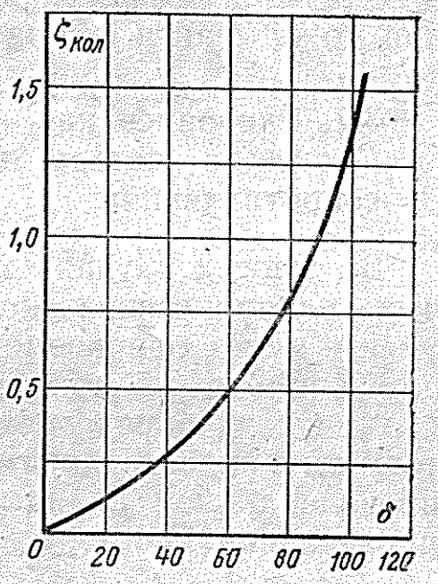


Рис. 3.16. График зависимости $\zeta_{кол}$ от угла δ

Постепенный поворот трубы, или закругленное колено (рис. 3.17), называется иногда отводом. Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, а следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с коленом. Это уменьшение тем больше, чем больше относительный радиус кривизны отвода R/d, и при достаточно большом ее значении срыв потока и связанное с ним вихреобразование полностью устраняются. Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{отв}$ зависит от отношения R/d, угла δ, а также формы поперечного сечения трубы.

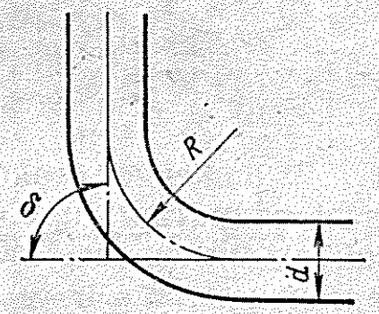


Рис. 3.17. Плавный поворот трубы (отвод)

Для отвода круглого сечения с углом $\delta = 90°$ и $R/d \geqslant 1$ при турбулентном течении можно пользоваться следующей экспериментальной формулой:

$$\zeta'_{отв} = 0{,}051 + 0{,}19\frac{d}{R}. \qquad (3.30)$$

Для углов с $\delta<70°$ коэффициент сопротивления

$$\zeta_{отв}=0{,}9\sin\delta\zeta'_{отв}, \qquad (3.31)$$

а при $\delta\geqslant100°$

$$\zeta_{отв}=\left(0{,}7+\frac{\delta}{90}0{,}35\right)\zeta'_{отв}. \qquad (3.32)$$

Значения коэффициентов ζ других местных сопротивлений можно найти в справочниках[1].

3.7. Эквивалентная длина местного сопротивления. Сложение потерь напора по длине и на местных сопротивлениях

Во многих случаях при движении жидкости в различных гидравлических системах, например в трубопроводах, имеют место одновременно потери напора на трение по длине и местные потери. Полная потеря напора в подобных случаях определяется как арифметическая сумма потерь всех видов. Например, полная потеря напора в трубопроводе длиной l, диаметром d, имеющем n местных сопротивлений, составит

$$h_{1\text{-}2}=\lambda\frac{l}{d}\frac{w^2}{2g}+\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\frac{w^2}{2g},$$

т. е.

$$h_{1\text{-}2}=\left(\lambda\frac{l}{d}+\sum_{i=1}^{n}\zeta_i\right)\frac{w^2}{2g}.$$

Выражение, стоящее в скобках, называют коэффициентом сопротивления системы и обозначают $\zeta_{сист}$. Таким образом,

$$h_{1-2}=\zeta_{сист}w^2/2g. \qquad (3.33)$$

Для местных сопротивлений и числах Рейнольдса, при которых закон сопротивления близок к линейному, часто местные гидравлические потери определяют через эквивалентные длины трубопровода, т. е. фактическую длину трубопровода увеличивают на длину, эквивалентную по своему сопротивлению местным сопротивлениям. В рассматриваемом случае эквивалентная длина, соответствующая всем n местным сопротивлениям, будет

$$l_{экв}=\frac{d}{\lambda}\sum_{i=1}^{n}\zeta_i. \qquad (3.34)$$

Тогда, обозначив $l_{расч}=l_{факт}+l_{экв}$, можно определить сумму потерь по формуле Дарси — Вейсбаха, вводя в нее вместо действительной длины трубопровода l расчетную длину (ее называют также приведенной длиной) трубопровода $l_{расч}$:

$$h_{1\text{-}2}=\lambda\frac{l_{расч}}{d}\frac{w^2}{2g}. \qquad (3.35)$$

Если трубопровод состоит из нескольких участков длиной $l_1, l_2, \ldots, l_k$ различного диаметра $d_1, d_2, \ldots, d_k$ с n местными сопротивлениями, полная потеря напора определяется аналогично предыдущему:

$$h_{1\text{-}2}=\sum_{i=1}^{k}h_{тр\,i}+\sum_{i=1}^{n}h_{м\,i}, \qquad (3.36)$$

где

$$\sum_{i=1}^{k}h_{тр\,i}=\lambda_1\frac{l_1}{d_1}\frac{w^2{}_1}{2g}+\lambda_2\frac{l_2}{d_2}\frac{w^2{}_2}{2g}+\ldots+\lambda_k\frac{l_k}{d_k}\frac{w^2{}_k}{2g}; \qquad (3.37)$$

$$\sum_{i=1}^{n}h_{м\,i}=\zeta_1\frac{w^2{}_1}{2g}+\zeta_2\frac{w^2{}_2}{2g}+\ldots+\zeta_n\frac{w^2{}_n}{2g}; \qquad (3.38)$$

$\lambda_1, \lambda_2, \ldots, \lambda_k$; $\zeta_1, \zeta_2, \ldots, \zeta_n$; $w_1, w_2, \ldots, w_n$ — коэффициенты сопротивлений и средние скорости для отдельных участков.

Для упрощения расчетов часто оказывается целесообразным выразить все скорости через какую-либо одну скорость на некотором основном участке трубопровода, который выбирают произвольно в зависимости от условий задачи. Предположим, что таким участком является первый. Тогда из уравнения постоянства расхода $w_1S_1=w_2S_2=\ldots=w_kS_k$ получим

$$w_2=w_1S_1/S_2;\ \ldots;\ w_k=w_1S_1/S_k.$$

Подставляя эти значения в выражения (3.37) и (3.38), а последующие — в общее уравнение для полной потери

[1] Например: Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1975. 559 с.

напора (3.36), после несложных преобразований получим:

$$h_{1\text{-}2}=\left[\lambda_1\frac{l_1}{d_1}+\lambda_2\frac{l_2}{d_2}\left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2+\ldots+\lambda_k\frac{l_k}{d_k}\left(\frac{S_1}{S_k}\right)^2+\right.$$
$$\left.+\zeta_1+\zeta_2\left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2+\ldots+\zeta_n\left(\frac{S_1}{S_k}\right)^2\right]\frac{w^2_1}{2g},$$

или

$$h_{1\text{-}2}=\zeta_{\text{сист}}w^2_1/2g, \qquad (3.39)$$

где $\zeta_{\text{сист}}$ — коэффициент сопротивления системы (выражение, находящееся в квадратных скобках).

На рис. 3.18 представлена схема истечения жидкости из резервуара большой емкости через трубопровод. Распо-

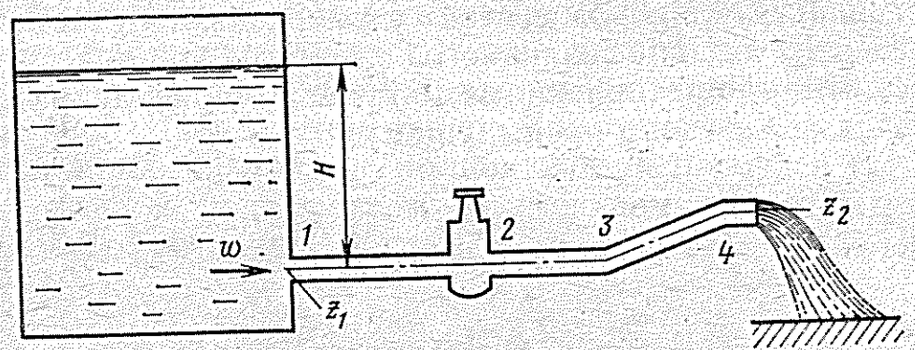


Рис. 3.18. Схема истечения жидкости из резервуара через трубопровод: *1—4* — сопротивления в трубопроводе

лагаемый напор в начале трубопровода при закрытой задвижке равен высоте уровня жидкости в резервуаре от оси трубы H. Предположим, что при открытой задвижке уровень жидкости в резервуаре не изменяется; давления на свободной поверхности резервуара и на выходе из трубы равны; значением скорости жидкости в резервуаре w_0 можно пренебречь по сравнению со значением скорости жидкости в трубопроводе w. В этом случае напор расходуется на преодоление всех сопротивлений в трубопроводе, на изменение пьезометрического напора $(p_1-p_2)/\rho g$, вызванного подъемом жидкости на высоту $\Delta z=z_2-z_1$, и на создание скоростного напора струи на выходе из трубопровода $w^2/2g$.

Уравнение энергии, выраженное в метрах столба жидкости, для этого случая запишется в виде

$$H=\lambda\frac{w^2}{2g}\frac{l}{d}+\frac{w^2}{2g}(\zeta_1+\zeta_2+\zeta_3+\zeta_4)+(z_2-z_1)+\frac{w^2}{2g},$$

или, обозначив, как это было сделано выше, сумму всех коэффициентов сопротивлений через $\zeta_{\text{сист}}$, получим

$$H=(\zeta_{\text{сист}}+1)\frac{w^2}{2g}+\Delta z.$$

Метод сложения (его еще называют методом наложения или суперпозиции) потерь напора применим только в том случае, если на прямом участке трубопровода поток стабилизирован, т. е. кривая распределения скоростей приобретает нормальный вид, соответствующий равномерному движению воды. Длина стабилизирующего прямолинейного участка составляет от 10 до 30d, где d — диаметр трубопровода.

Вместе с тем на практике часто встречаются такие гидравлические системы, которые включают большое число различных местных сопротивлений, устанавливаемых на достаточно малых расстояниях друг от друга. Суммарный коэффициент сопротивления таких систем может существенно отличаться от арифметической суммы значений коэффициентов отдельных «изолированных» сопротивлений и в зависимости от расстояний между ними может быть значительно больше или меньше этой суммы. В этом случае потери напора следует определять экспериментально.

ПРИМЕРЫ

Пример 3.1. Определить режим потока воды в цилиндрической трубе диаметром $d=0{,}5$ м при скорости движения $w=1{,}5$ м/с.

Решение. Принимая кинематический коэффициент вязкости для воды 10^{-6} м^2/с, по (3.1) находим число Рейнольдса для заданных условий:

$$\text{Re}=wd/\nu=1{,}5\cdot0{,}5/10^{-6}=7{,}5\cdot10^5.$$

Сопоставляя эту величину с критическим значением числа Рейнольдса $\text{Re}_{\text{кр}}=2320$, убеждаемся, что в трубе будет турбулентный режим движения.

Пример 3.2. Определить потери напора в трубопроводе диаметром $d=0{,}1$ м и длиной 500 м, по которому перекачивается нефть вязкостью $\nu=2{,}5\cdot10^{-4}$ м^2/с. Разность отметок трубопроводов составляет 10 м. Объемный расход нефти составляет 0,0012 м^3/с.

Решение. Определим режим течения нефти в трубопроводе по (3.1):

$$\text{Re}=wd/\nu=Qd/S\nu=4Qd/\pi d^2\nu=\frac{4\cdot0{,}0012\cdot0{,}1}{3{,}14\cdot0{,}1^2\cdot2{,}5\cdot10^{-4}}=61.$$

При Re=61 режим течения будет ламинарным. Следовательно, коэффициент гидравлического сопротивления можно определить по формуле Пуазейля (3.8):

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} = \frac{64}{61} = 1{,}05.$$

Потери напора на трение определим по формуле Дарси — Вейсбаха (3.6):

$$h_1 = \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{l}{d} = \frac{\lambda}{2g} \left(\frac{Q}{S}\right)^2 \frac{l}{d} = \frac{1{,}05}{2 \cdot 9{,}81} \left(\frac{4 \cdot 0{,}0012}{3{,}14 \cdot 0{,}1^2}\right)^2 \frac{500}{0{,}1} = 6{,}3 \text{ м}.$$

Потери напора на преодоление положительной разности отметок h_2=10 м. Следовательно, общие потери напора

$$h = h_1 + h_2 = 6{,}3 + 10 = 16{,}3 \text{ м}.$$

Пример 3.3. Определить потери напора на трение по длине в новом стальном трубопроводе ($k_э$=0,1 мм) диаметром d=0,2 м и длиной l=$2 \cdot 10^3$ м, если по нему транспортируется вода с расходом Q=0,02 м³/с. Кинематический коэффициент вязкости воды $\nu = 10^{-6}$ м²/с. Найти потери напора при транспортировании по этому же трубопроводу нефти с тем же расходом. Кинематический коэффициент вязкости нефти $\nu = 10^{-4}$ м²/с.

Решение. Скорость движения воды или нефти

$$w = Q/S = \frac{0{,}02 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}2^2} = 0{,}64 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса при транспортировании воды

$$\mathrm{Re} = wd/\nu = \frac{0{,}64 \cdot 0{,}2}{10^{-6}} = 1{,}28 \cdot 10^5,$$

т. е. режим течения будет турбулентным.

Коэффициент сопротивления на трение находим по формуле Альтшуля (3.12):

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \left(\frac{10^{-4}}{0{,}2} + \frac{68}{1{,}28 \cdot 10^5}\right)^{0{,}25} = 0{,}0198.$$

Такое же значение можно получить из графика рис. 3.6.

Потери напора

$$h = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} = 0{,}0198 \frac{2 \cdot 10^3}{0{,}2} \frac{0{,}64^2}{2 \cdot 9{,}81} = 4{,}16 \text{ м вод. ст.}$$

Число Рейнольдса при транспортировании нефти

$$\mathrm{Re} = wd/\nu = 0{,}64 \cdot 0{,}2/10^{-4} = 1{,}28 \cdot 10^3,$$

т. е. режим течения будет ламинарным.

Потери напора вычисляются аналогично, но с новым значением коэффициента сопротивления, вычисляемого по формуле Пуазейля (3.8):

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}} = \frac{64}{1{,}28 \cdot 10^3} = 0{,}05;$$

$$h = \frac{4{,}16 \cdot 0{,}05}{0{,}0198} = 10{,}5 \text{ м нефт. ст.}$$

Пример 3.4. В целях водоснабжения к потребителям подается горячая вода в количестве Q=220 м³/ч при температуре t=70 °С. Длина трубопровода l=1000 м, внутренний диаметр d=0,207 м, давление воды в начале линии $p_1 = 4{,}9 \cdot 10^5$ Па. Отметка оси трубопровода в конечной точке на 2 м выше начальной. Определить полный напор и давление в начале и конце трубопровода, если эквивалентная шероховатость труб $k_э$=0,5 мм, а потери напора в местных сопротивлениях равны 10 % линейных потерь.

Решение. Из табл. 1.1 для t=70 °С находим плотность воды ρ=978 кг/м³.

Из формулы (2.11) скорость воды в начале линии

$$w_1 = \frac{220 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}207^2 \cdot 3600} = 1{,}82 \text{ м/с}.$$

Из формулы (2.31) полный напор в начале линии

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{4{,}9 \cdot 10^5}{978 \cdot 9{,}81} + \frac{1{,}82^2}{2 \cdot 9{,}81} = 51 + 0{,}17 = 51{,}17 \text{ м}.$$

Из формулы (2.31) можно определить полный напор в конце линии

$$H_2 = H_1 - h_{1-2},$$

где h_{1-2} — потери на участке от начального до конечного сечения, они определяются по формуле (3.36):

$$h_{1\text{-}2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} + 0{,}1\lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} = 1{,}1\lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}.$$

Если подсчитать число Рейнольдса, то получится зона абсолютно шероховатых труб и λ можно определить по формуле Шифринсона (3.14):

$$\lambda = 0{,}11 \left(\frac{k_э}{d}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \left(\frac{0{,}5}{207}\right)^{0{,}25} = 0{,}024.$$

Если определять λ по графику Г. А. Мурина (см. рис. 3.6), то получим λ=0,023÷0,024.

Суммарные потери определяются по формуле (3.36)

$$h_{1\text{-}2} = 1{,}1\lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} = 1{,}1 \cdot 0{,}024 \frac{1000}{0{,}207} \frac{1{,}82^2}{2 \cdot 9{,}81} = 21{,}68 \text{ м};$$

тогда H_2=51,17—21,68=29,49 м.

Из формулы (2.31)

$$\frac{p_2}{\rho g}=H_2-z_2-\frac{w^2_2}{2g}=29,49-2-0,17=27,32 \text{ м},$$

откуда $p_2=2,97\cdot10^5$ Па.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение напорного и безнапорного потоков.
2. Дайте определение ламинарного режима течения жидкости.
3. Дайте определение турбулентного режима течения жидкости.
4. В чем смысл числа Рейнольдса?
5. Что такое осредненная местная скорость?
6. Перечислите факторы, от которых зависит характер течения жидкости в трубах.
7. Изобразите схематически профили скоростей при ламинарном и турбулентном режимах течения в трубах.
8. Какие виды сопротивлений обусловливают потери напора в потоке жидкости?
9. Напишите уравнение Дарси — Вейсбаха.
10. Каков физический смысл коэффициента сопротивления на трение?
11. Чем обусловлены потери на трение?
12. Дайте определение эквивалентной шероховатости.
13. Изобразите зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса и относительной шероховатости и объясните ее.
14. Напишите формулу Пуазейля и укажите область ее применения.
15. От чего зависит эквивалентная шероховатость?
16. Для чего вводится в расчет гидравлический радиус или гидравлический диаметр?
17. Что понимается под местными сопротивлениями?
18. Перечислите простейшие местные сопротивления.
19. Изобразите схематически задвижку, диафрагму, колено и вентиль.
20. Изобразите схематически характер течения при внезапном расширении потока.
21. Изобразите схематически характер течения при внезапном сужении потока.
22. Изобразите схематически характер влияния диафрагмы на поток.
23. Изобразите схематически характер течения в колене без закругления и в закругленном колене.
24. Что понимается под эквивалентной длиной местного сопротивления?
25. Что такое приведенная длина?

Глава четвертая

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

4.1. Истечение жидкости. Коэффициенты сжатия, скорости и расхода

Рассмотрим истечение жидкости через донное отверстие в тонкой стенке при условии постоянства уровня. Постоянный уровень поддерживается посредством дополнительной подпитки резервуара. При достаточно большой поверхности резервуара истечение жидкости незначительно влияет на изменение уровня, и в этом случае можно считать уровень постоянным.

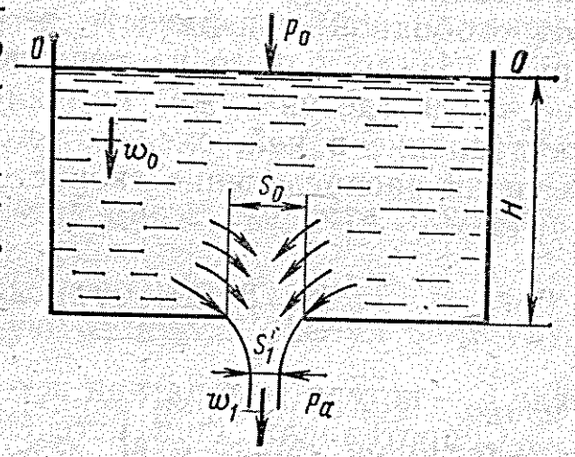


Рис. 4.1. Истечение жидкости через донное отверстие с тонкой стенкой

При расчете истечения напор по всему сечению отверстия будем принимать постоянным. На дне сосуда (рис. 4.1) расположено отверстие площадью S_0. Давление над свободной поверхностью жидкости равно p_0. В процессе истечения давление над поверхностью жидкости не меняется. Поперечное сечение резервуара обозначим через S. Поскольку рассматривается истечение из отверстия в тонкой стенке, то влияние на истечение соприкосновения струи со стенкой на протяжении ее толщины не учитывается.

Жидкость при истечении подходит к отверстию из всего объема, как показано стрелками на рис. 4.1. Поэтому направление отдельных струек вблизи отверстия и в самом отверстии будет различным. Это вызывает сжатие струи за отверстием.

На расстоянии, равном примерно одному диаметру отверстия, струя принимает цилиндрическую форму, направление отдельных струек становится параллельным. Обозначив сечение цилиндрической части струи через S_1 и линейную скорость в этом сечении через w_1, из уравнения постоянства расхода (2.18) получим

$$Sw_0=S_1w_1,$$

где w_0 — скорость движения жидкости в резервуаре.

Отношение площади струи в цилиндрической части к площади отверстия в дне сосуда носит название коэффициента сжатия струи

$$\varepsilon = S_1/S_0. \tag{4.1}$$

Коэффициент сжатия струи ε всегда меньше единицы.

Площадь струи, выраженная через площадь отверстия,

$$S_1 = \varepsilon S_0.$$

Тогда уравнение постоянства расхода запишется в виде

$$S w_0 = \varepsilon S_0 w_1. \tag{4.2}$$

Запишем уравнение Бернулли для движения жидкости от свободной поверхности в резервуаре (сечение *0-0* на рис. 4.1) до одного из сечений струи (сечение *1-1*) в той ее части, где она уже приняла цилиндрическую форму, а давление в ней, следовательно, сделалось равным p_1. Считая распределение скоростей в струе равномерным, получаем

$$\left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w^2_0}{2g} + H\right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w^2_1}{2g}\right) = h, \tag{4.3}$$

где h — потеря напора при истечении.

Сопротивление при истечении сосредоточено в основном у отверстия и поэтому является местным. Оно определяется по известной формуле Вейсбаха (3.20)

$$h = \zeta \frac{w^2_1}{2g},$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, который учитывает потерю энергии при течении жидкости в сосуде и местное сопротивление при входе в отверстие.

Полный активный напор определяется давлением столба жидкости и разностью давлений в двух сечениях:

$$H_0 = H + \frac{p_0 - p_1}{\rho g}. \tag{4.4}$$

Из (4.2) и (4.4) получим

$$H_0 = \left(\zeta + 1 - \varepsilon^2 \frac{S^2_0}{S^2}\right) \frac{w^2_1}{2g},$$

откуда определяется линейная скорость истечения

$$w_1 = \sqrt{\frac{2gH_0}{\zeta + 1 - \varepsilon^2 \frac{S^2_0}{S^2}}}.$$

Обозначив

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{\zeta + 1 - \varepsilon^2 \frac{S^2_0}{S^2}}},$$

получим скорость истечения в виде

$$w_1 = \varphi \sqrt{2gH_0}. \tag{4.5}$$

Коэффициент φ в этой формуле носит название коэффициента скорости.

Если площадь зеркала резервуара во много раз больше площади сечения отверстия, то членом $\varepsilon^2(S_0^2/S^2)$ можно пренебречь по сравнению со слагаемым $(1+\zeta)$. В таком случае коэффициент скорости равен:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}. \tag{4.5а}$$

Как следует из (4.5а), коэффициент скорости для истечения с трением $\varphi < 1$.

При истечении идеальных жидкостей $\varphi = 1$ и (4.5) трансформируется в известную из курса физики формулу Торичелли.

Расход жидкости, вытекающей из резервуара, равен произведению линейной скорости на площадь поперечного сечения струйки:

$$Q = w_1 S_1 = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{2gH_0}.$$

Произведение $\varepsilon\varphi$ называется коэффициентом расхода и обозначается буквой μ:

$$\mu = \varepsilon\varphi. \tag{4.6}$$

Расчетная формула для определения расхода жидкости при истечении через отверстие в днище сосуда

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH_0}, \tag{4.7}$$

Если истечение жидкости происходит из открытого резервуара, то давления над поверхностью жидкости и в сечении струи одинаковы и равны атмосферному давлению и активный напор становится равным высоте столба жидкости в резервуаре: $H_0 = H$.

При истечении жидкости через малые отверстия в боковой тонкой стенке характер истечения аналогичен рассмотренному выше, если выполняются некоторые условия.

Прежде всего уточним ряд основных определений. Отверстие считают малым, если его размер по высоте значительно меньше напора (менее 0,1 H). Тонкой стенкой счи-

тают такую, у которой отверстие имеет заостренную кромку. При этом струя, вытекающая из отверстия, преодолевает лишь местные сопротивления.

Если струя получает сжатие по всему периметру отверстия, то такое *сжатие* называется *полным*. Если струя не имеет бокового сжатия с одной или нескольких сторон, например, когда отверстие примыкает к стенке или ко дну сосуда, которые при этом являются как бы направляющими для вытекающей струи, то такое сжатие называется *неполным*.

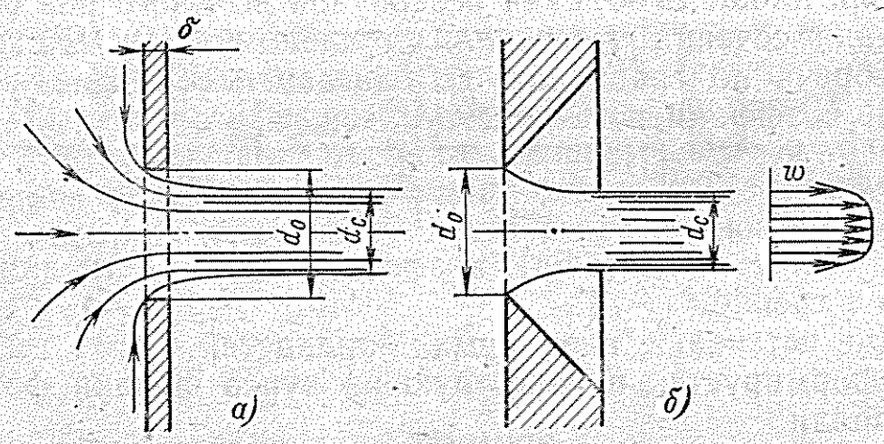


Рис. 4.2. Истечение жидкости через круглое отверстие:
а — тонкая стенка; *б* — отверстие с острой кромкой

Полное сжатие называется *совершенным*, если отверстие расположено на значительном расстоянии от боковых стенок и дна сосуда и они не оказывают влияния на сжатие струи (когда $m > 3a$, где m — расстояние от стенок или дна, a — размер отверстия), и *несовершенным*, если на него оказывают влияние стенки или дно сосуда.

Таким образом, для малого отверстия при полном и совершенном сжатии характер истечения жидкости одинаков независимо от того, расположено ли отверстие в дне резервуара или в боковой тонкой стенке.

Схема формирования струи жидкости при истечении из круглого отверстия, выполненного в виде сверления в тонкой боковой стенке без обработки входной кромки, показана на рис. 4.2,*а*. То же для отверстия в толстой стенке, но с заострением входной кромки с внешней стороны показано на рис. 4.2,*б*. Условия истечения жидкости в этих двух случаях будут одинаковыми: частицы жидкости приближаются к отверстию из всего прилежащего объема, двигаясь ускоренно по различным плавным траекториям (рис. 4.2,*а*). Струя отрывается от стенки у кромки отверстия и затем несколько сжимается. Для этого случая истечения применимы расчетные формулы (4.5) и (4.7).

Истечение жидкости через отверстие в пространство, также заполненное жидкостью, называется истечением под уровень или истечением через затопленное отверстие (рис. 4.3).

В выходящей из отверстия струе давление отличается от атмосферного. Формула (4.5) для расчета скорости истечения принимает вид:

$$w_1 = \varphi \sqrt{2gH_0},$$

где

$$H_0 = H_1 - H_2 + \frac{p_0 - p_a}{\rho g};$$

H_1 — уровень жидкости в резервуаре над отверстием; H_2 — уровень жидкости над отверстием у выхода струи.

При относительно малых отверстиях коэффициент скорости имеет то же значение, что и при истечении через донное отверстие. Вид формулы (4.5) остается без изменения, а выражение для активного напора меняется. В этом случае учитываются уровни двух резервуаров и давление на поверхности жидкости. Давление над поверхностью жидкости как в первом, так и во втором резервуаре может быть одинаковым, в частности атмосферным. Тогда активный напор будет равен разности напоров в резервуарах:

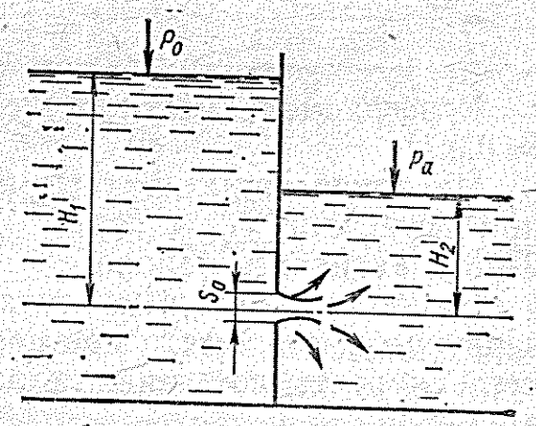


Рис. 4.3. Истечение жидкости через затопленное отверстие

$$H_0 = H_1 - H_2.$$

Коэффициент сжатия струи при затопленном истечении практически не отличается от коэффициента сжатия при истечении через свободное отверстие. Коэффициенты расхода при истечении через малые отверстия при затопленных и незатопленных струях также одинаковы.

Коэффициент сжатия струи определяется из (4.1), куда подставляют измеренные значения площадей сечений. Как показывает опыт, при истечении воды из больших резервуаров через малые отверстия значения коэффициента сжатия струи находятся в пределах: $\varepsilon = 0{,}61 \div 0{,}63$.

Коэффициент расхода μ определяется из (4.7), куда подставляют экспериментально определенные значения Q, S_0 и H_0.

При истечении воды из малых отверстий при больших числах Рейнольдса, когда можно пренебречь влиянием вязкости ($\xi=0$), коэффициент расхода приблизительно равен $\mu\approx 0{,}6$.

Коэффициент скорости может быть подсчитан из (4.6) после того, как определены коэффициенты ε и μ:

$$\varphi=\frac{\mu}{\varepsilon}.$$

Коэффициент скорости при истечении жидкости через отверстие обычно равен $\varphi\approx 0{,}97\div 0{,}98$.

Коэффициент сопротивления ζ вычисляется по известному значению φ:

$$\zeta=\frac{1}{\varphi^2}-1.$$

Коэффициент местного сопротивления отверстия $\zeta\approx\approx 0{,}06$.

Из приведенных данных следует, что потери на трение при истечении воды через отверстие составляют всего 2—3% активного напора.

Наиболее вероятные случаи истечения жидкостей из резервуара имеют место при переменных напорах, вследствие чего скорость истечения и расход жидкости меняются во времени.

4.2. Истечение жидкости через насадки

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка длиной, равной 2—6 диаметрам, без закругления входной кромки (рис. 4.4,*а*). На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой стенке и не обрабатывают входную кромку (рис. 4.4,*б*). Истечение через такой насадок в газовую среду может происходить двояко. Схема течения, соответствующая первому режиму, показана на рис. 4.4,*а*, *б*. Струя после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем, вследствие того что сжатая часть струи окружена завихренной жидкостью, струя постепенно расширяется до размеров отверстия и из насадка выходит полным сечением. Этот режим истечения называют *безотрывным режимом*.

Так как струя выходит из насадки полным сечением, то коэффициент сжатия струи $\varepsilon=1$. Следовательно, коэффициент расхода при наличии цилиндрического насадка равен коэффициенту скорости

$$\mu=\varepsilon\varphi=\varphi.$$

Осредненные значения коэффициентов для этого режима истечения маловязких жидкостей (большие Re) следующие:

$$\mu=\varphi=0{,}80;\quad \zeta=0{,}5.$$

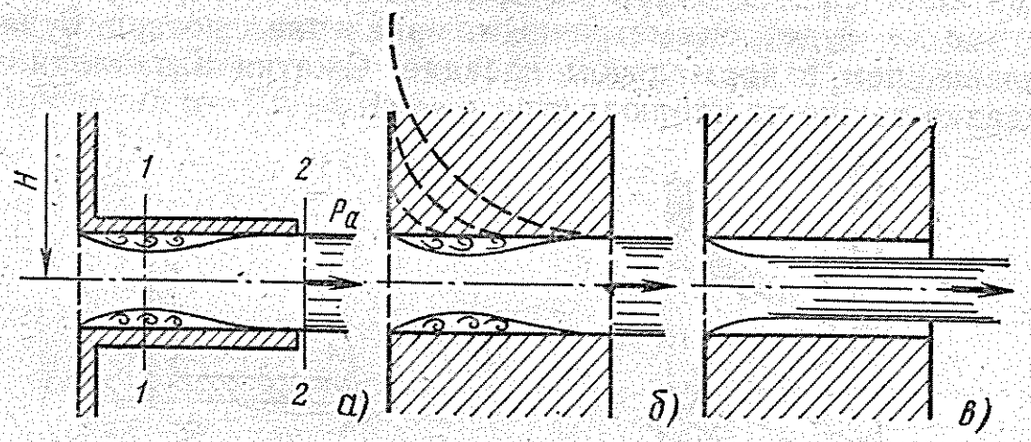


Рис. 4.4. Схемы истечения жидкости через цилиндрический насадок: *а* и *б* — первый режим; *в* — второй режим; *1-1*, *2-2* — сжатая и полностью расширившаяся части струи

Из (4.7) следует, что применение цилиндрического насадка увеличивает расход жидкости через отверстие того же диаметра (с учетом приведенных ранее экспериментальных значений коэффициентов ε, μ и φ) в отношении:

$$\frac{\mu_{\text{насадка}}}{\mu_{\text{отверстия}}}=\frac{0{,}8}{0{,}6}\approx 1{,}33.$$

Скорость струи при этом уменьшается в отношении:

$$\frac{\varphi_{\text{насадка}}}{\varphi_{\text{отверстия}}}=\frac{0{,}81}{0{,}97}\approx 0{,}825.$$

Увеличение расхода жидкости через насадок вызвано, таким образом, увеличением сечения струи. Потери на трение при этом возрастают.

Второй режим истечения характеризуется тем, что струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму (рис. 4.4,*в*) и перемещается внутрь насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке (с теми же значениями коэффициентов истечения). Следовательно, при переходе от первого режима ко второму ско-

рость возрастает, а расход уменьшается вследствие сжатия струи.

Второй режим истечения наступает при превышении некоторого критического напора.

Цилиндрический насадок может быть поставлен к стенке не нормально, а под произвольным углом δ к нормали стенки (рис. 4.5).

В общем случае закон истечения остается таким же, как и в случае нормального насадка, но вследствие отличного очертания сжатой струи внутри насадка, которое в этом случае не будет симметричным, значение потери будет больше, чем в нормальном насадке. Сжатия в наклонном насадке также не наблюдается, и $\varepsilon=1$.

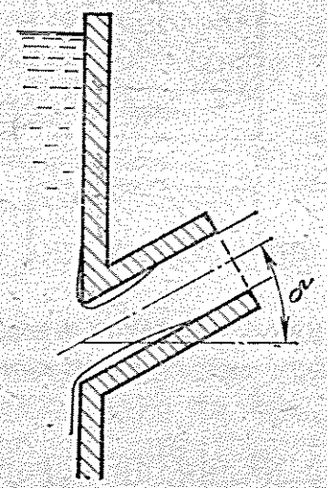


Рис. 4.5. Схема истечения жидкости через цилиндрический насадок, поставленный под углом δ к нормали стенки

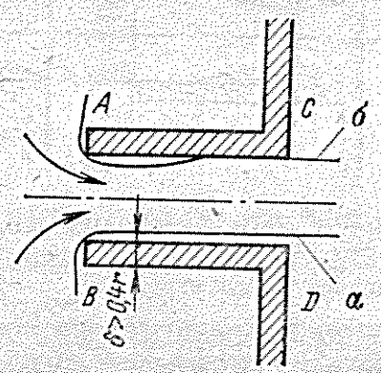


Рис. 4.6. Схема истечения жидкости через внутренний цилиндрический короткий насадок

Цилиндрический внутренний короткий насадок называют иногда насадком Борда. Истечение из такого насадка может быть четырех видов в зависимости от толщины стенки насадка и от того, как начинается само истечение.

1. При толстой стенке насадка (рис. 4.6) $\delta>0{,}4r$, где r — внутренний радиус насадка; если перед пуском воды насадок был заполнен воздухом, то при среднем по величине напоре струя будет вытекать, не касаясь стенок насадка (как из отверстия с острыми кромками). При этом будет наблюдаться обычное сжатие и коэффициент расхода $\mu\approx$ $\approx 0{,}61$ (рис. 4.6, поз. *а*).

2. Если тот же насадок был перед пуском воды закрыт по сечению CD и был, следовательно, заполнен предварительной водой, то истечение из него будет происходить, как из внешнего цилиндрического насадка (см.

рис. 4.4,*а*, *б*). Внутри насадка образуется сжатое сечение, после чего струя расширяется и занимает все сечение полностью. В этом случае $\mu\approx 0{,}81$ (рис. 4.6, поз. *б*).

3. Если насадок выполнен с тонкими стенками (рис. 4.7) и был перед пуском воды закрыт по сечению AB, то снова образуется струя, которая перемещается внутри насадка, не касаясь его стенок. Ввиду того что часть струек, подходящих к отверстию, движется вдоль наружной поверхности насадка таким образом, что, огибая кромку, отклоняется на угол, значительно больший 90°, сжатие струи происходит более энергично и расход значительно понижается. Для насадка с очень тонкой стенкой значения μ лежат в пределах $\mu=0{,}5\div 0{,}54$.

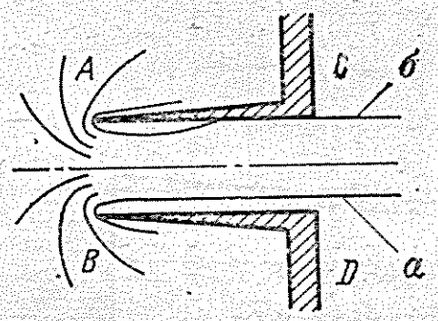


Рис. 4.7. Схема истечения жидкости через внутренний цилиндрический насадок с тонкими стенками

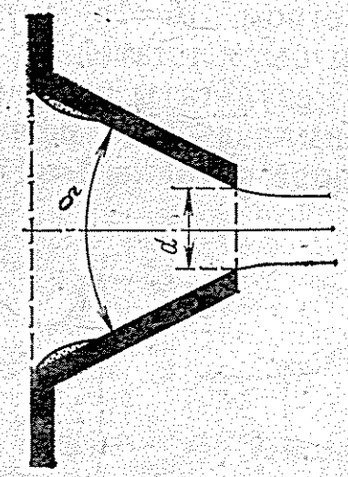


Рис. 4.8. Схема истечения жидкости через конический сходящийся насадок

4. При закрытом перед пуском воды наружном сечении при истечении снова получается заполненный насадок. Вследствие более сильного сжатия внутри его по причине, разобранной выше, и большей потери напора в результате более резкой разницы в скоростях сжатого и выходного сечений расход установится меньший, чем во втором случае:

$$\varphi=\mu\approx 0{,}71;\ \zeta\approx 1.$$

В конических сходящихся насадках (рис. 4.8) при входе в них образуется сжатое сечение струи, далее струя заполняет насадок сплошь и, выходя из него, испытывает вторичное сжатие. Степень сжатия внутри насадка и особенно связанная с последующим ударом потеря напора уменьшаются с увеличением угла при вершине конуса δ, и,

Таблица 4.1. **Зависимость коэффициента расхода от угла раствора для конического насадка**

δ	0°	5°	13°	13°21′	14°	20°	30°	40°	45°
ε	1	1	0,983	0,982	0,977	0,950	0,919	0,889	0,872
φ	0,829	0,920	0,961	0,963	0,965	0,971	0,975	0,980	0,983
μ	0,829	0,920	0,945	0,946	0,943	0,922	0,896	0,871	0,857

наоборот, сжатие при выходе с увеличением δ усиливается (ε уменьшается).

Опыты со сходящимся коническим насадком наружным диаметром d=15 мм, длиной l=40 мм при напоре H==3 м были тщательно проведены Де'Обюиссоном и Кастелем. Результаты их даны в табл. 4.1, из которой видно, что максимальный коэффициент расхода μ соответствует углу раствора насадка $\delta \approx 13°$.

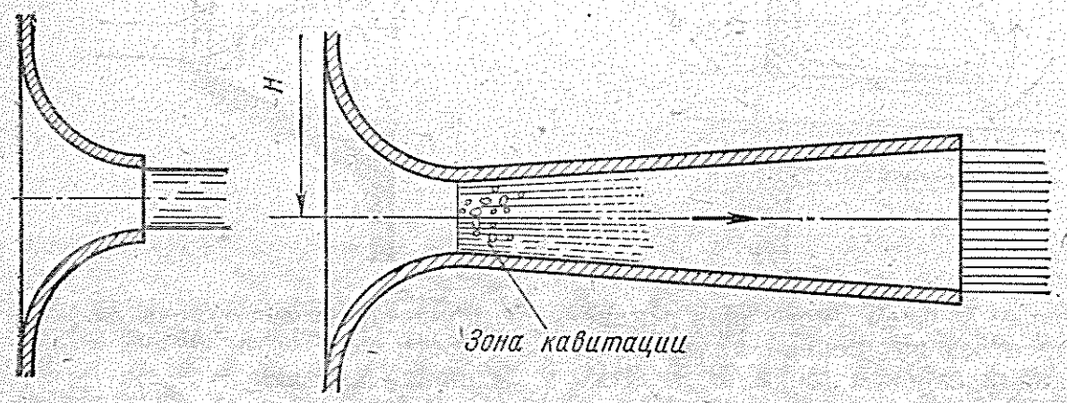


Рис. 4.9. Рис. 4.10.

Рис. 4.9. Схема истечения жидкости через коноидальный насадок

Рис. 4.10. Схема истечения жидкости через диффузорный насадок

Скругляя углы на входе в конический насадок, можно избежать образования в этом месте внутреннего сжатия струи. Это уменьшит сопротивление насадка и увеличит его пропускную способность (штриховые линии на рис. 4.4,*б*). Чем больше радиус закругления, тем выше будет коэффициент расхода и ниже коэффициент сопротивления. В пределе при радиусе кривизны, равном толщине стенки, цилиндрический насадок приближается к коноидальному насадку или соплу.

Коноидальный насадок или *сопло* (рис. 4.9) имеет внутренние очертания, близко по форме к естественно сжимающейся струе, что обеспечивает безотрывность течения

внутри насадка и параллельноструйность в выходном сечении. Этот вид насадка весьма распространен, поскольку он имеет коэффициент расхода, близкий к единице, и очень малые потери (коэффициент сжатия ε=1), а также обеспечивает устойчивый режим течения.

Значения коэффициента сопротивления для сопла такие же, как в случае плавного сужения, т. е. ζ=0,03÷0,1 (большим Re соответствуют меньшие ζ и наоборот). В соответствии с этим μ=φ=0,99÷0,96.

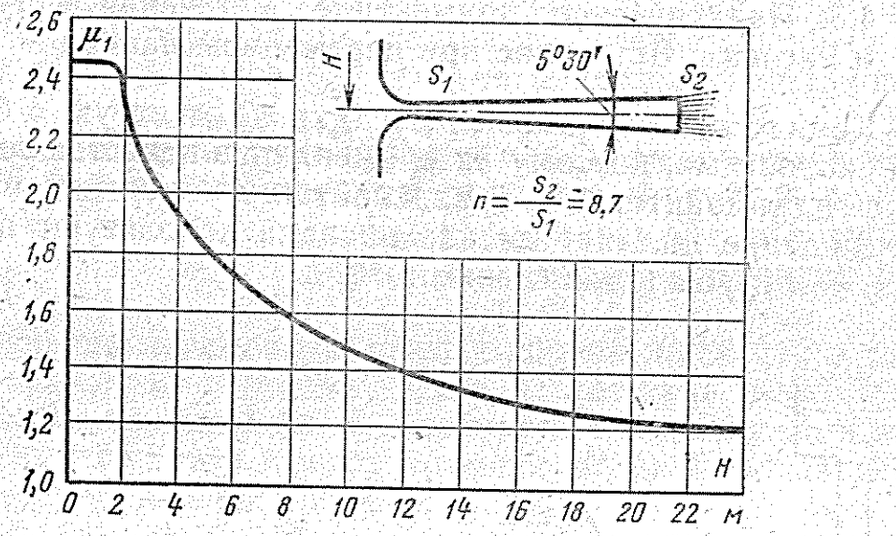


Рис. 4.11. Зависимость коэффициента расхода диффузорного насадка от напора

Диффузорный насадок представляет собой комбинацию сопла и диффузора (рис. 4.10). Приставка диффузора к соплу влечет за собой снижение давления в узком месте насадка, а следовательно, увеличение скорости и расхода жидкости через насадок. При этом же диаметре узкого сечения, что и у сопла, и том же напоре диффузорный насадок может пропустить значительно больший расход, чем сопло (увеличение может достигать 2,5 раза).

Такие насадки применяются в том случае, когда требуется получить возможно больший расход. Однако применение диффузорного насадка возможно лишь при весьма небольших напорах (H=1÷4 м), так как при больших напорах в узком сечении насадка возникает кавитация (явление, о котором подробнее будет сказано в § 5.5). Следствием кавитации является увеличение сопротивления и уменьшение пропускной способности насадка.

На рис. 4.11 показано падение коэффициента расхода диффузорного насадка с увеличением напора вследствие возникновения кавитации в сужении насадка. Коэффициент

расхода отнесен к площади узкого сечения, т. е.

$$\mu_1 = \frac{Q}{S_1 \sqrt{2gH}}.$$

Приведенная кривая получена в результате испытания диффузного насадка, обладающего наивыгоднейшим углом и степенью расширения, которые обеспечивают наибольший коэффициент расхода.

4.3. Практическое применение истечения в турбинах и насосах. Истечение при переменном напоре

Конические сходящиеся насадки дают струю с большими скоростями, поэтому их применяют в качестве сопл турбин, гидромониторов и брандспойтов.

Внешние цилиндрические насадки используют в плотинах, как трубы под насыпями и т. д.

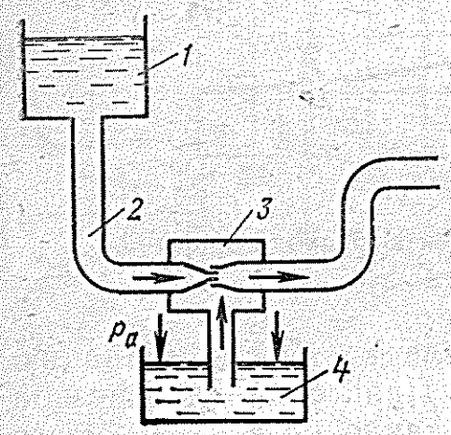


Рис. 4.12. Схема водоструйного насоса:
1 — напорный бак; *2* — трубопровод с сужением; *3* — смесительная камера; *4* — бак

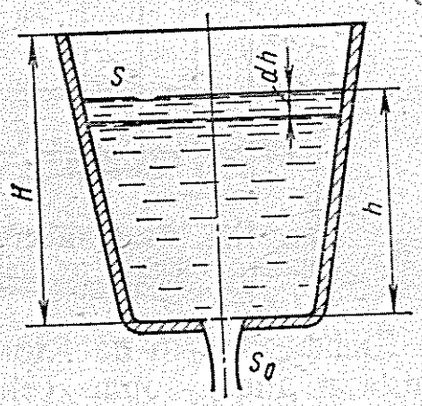


Рис. 4.13. Схема опорожнения сосуда

Конические расходящиеся насадки применяют при устройстве дорожных труб, водовыпусков оросительных систем и в качестве отсасывающих труб гидравлических турбин.

Работа водоструйного насоса (рис. 4.12) также основана на принципе истечения жидкости через отверстия разных диаметров.

В водоструйном насосе вода из напорного бака *1* поступает в трубопровод *2*, имеющий сужение. В узком сечении скорость струи возрастает и струя увлекает за собой воздух, находящийся в коробке (смесительной камере *3*), благодаря чему происходит подсасывание жидкости по трубке, опущенной в бак *4*. При больших скоростях движения жидкость будет подсасываться из бака *4* непрерывно. По этому же принципу работают эжекторы и гидроэлеваторы, а также лопаточные машины, которые подробно будут рассмотрены ниже.

Разберем пример опорожнения сосуда, имеющего свободную поверхность жидкости с сечением произвольной формы, через донное отверстие или насадок с коэффициентом расхода μ (рис. 4.13). В этом случае истечение будет происходить при переменном, постоянно уменьшающемся напоре, т. е., строго говоря, течение является неустановившимся.

Однако если напор, а следовательно, и скорость истечения изменяются медленно, то движение в каждый данный момент времени можно рассматривать как установившееся и для решения задачи можно применять уравнение Бернулли.

Обозначив переменную высоту уровня жидкости в сосуде, отсчитываемую от дна, через h, площадь сечения резервуара на этом уровне S, а площадь отверстия S_0 и взяв бесконечно малый отрезок времени dt, можно записать следующее уравнение объемов:

$$Sdh = -Qdt, \tag{4.8}$$

или

$$Sdh = -\mu S_0 \sqrt{2gh}\, dt, \tag{4.8а}$$

где dh — снижение уровня жидкости в сосуде за время dt.

Знак минус обусловлен тем, что положительному приращению dt соответствует отрицательное приращение dh. Отсюда находится время полного опорожнения сосуда высотой H (принимается $\mu = \text{const}$):

$$t = -\frac{1}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_{h=H}^{h=0} S \frac{dh}{\sqrt{h}}. \tag{4.9}$$

Интеграл может быть подсчитан, если известен закон изменения площади S по высоте h. Для призматического сосуда $S = \text{const}$ и, следовательно,

$$t = \frac{S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_0^H \frac{dh}{\sqrt{h}},$$

или

$$t = \frac{2S\sqrt{H}}{\omega S_0 \sqrt{2g}} = \frac{2SH}{\mu S_0 \sqrt{2gH}}. \qquad (4.10)$$

Числитель этой формулы равен удвоенному объему сосуда, а знаменатель представляет собой расход в начальный момент опорожнения, т. е. при напоре H_0. Следовательно, время полного опорожнения сосуда в 2 раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

Формулы (4.9) и (4.10) применимы также для определения времени наполнения сосудов при переменном напоре, уменьшающемся по мере наполнения от $h=H$ до $h=0$.

4.4. Воздействие струи на преграду. Реактивное действие вытекающей струи

Когда свободная струя воды, имеющая некоторую скорость w, натекает на неподвижную преграду, то она отклоняется этой преградой (изменяется траектория движения) и воздействует на преграду, развивая некоторую силу F. Если преграда неподвижна, то она в свою очередь воздействует на частицы струи с силой F, отклоняет их от первоначального направления движения и соответственно уменьшает слагающую их скорости в этом направлении.

На тело со стороны жидкости действуют силы трения, направленные по касательной к поверхности тела, и силы давления, перпендикулярные поверхности тела.

На величину силы сопротивления оказывает влияние ряд факторов: скорость, плотность и вязкость жидкости, площадь и форма стенок, шероховатость их поверхности.

Полное сопротивление при обтекании тела жидкостью (или, что одно и то же с точки зрения сил, действующих на тело, при движении в жидкости) есть сумма сил сопротивлений давления и трения.

Если обтекаемое тело под воздействием струи придет в движение с некоторой скоростью w уже при силе $F'<F$, которую струя разовьет на движущемся теле, то струя будет передавать телу некоторую мощность, которая выразится произведением силы на скорость, т. е. $N=F'w$.

Это обстоятельство используют при устройстве водяных двигателей, так называемых активных или струйных турбин.

Силу сопротивления давления можно определить по формуле

$$R_1 = c_1 S_1 \rho \frac{w^2}{2}, \qquad (4.11)$$

где c_1 — коэффициент сопротивления давления; S_1 — площадь миделевого сечения тела (проекция тела на плоскость, перпендикулярную направлению движения); ρ — плотность жидкости; w — скорость набегающего потока.

Коэффициент сопротивления c_1 зависит от формы тела, его расположения в потоке и числа Рейнольдса и приводится в справочной литературе.

Например, для шара при $\mathrm{Re}=1\cdot10^3\div3\cdot10^5$ коэффициент сопротивления $c_1=0{,}47$, а при $\mathrm{Re}>3\cdot10^5$ $c_1=0{,}22$.

Для круглого цилиндра бесконечной длины при $\mathrm{Re}>5\cdot10^5$ $c_1=1{,}2$.

С увеличением числа Рейнольдса коэффициент сопротивления давления уменьшается. При расчете ветровой нагрузки резервуаров, дымовых труб и других сооружений цилиндрической формы коэффициент сопротивления можно брать для случая обтекания цилиндра ($c_1=1{,}2$).

Сопротивление трения вычисляется по формуле

$$R_2 = c_2 S_2 \rho \frac{w^2}{2}, \qquad (4.12)$$

где S_2 — обтекаемая поверхность тела; c_2 — коэффициент сопротивления трения.

При малых числах Рейнольдса, когда силы вязкости оказывают основное влияние на течение, расчет сопротивления производится иным способом. Для небольших скоростей обтекания тел малых размеров вязкой жидкостью

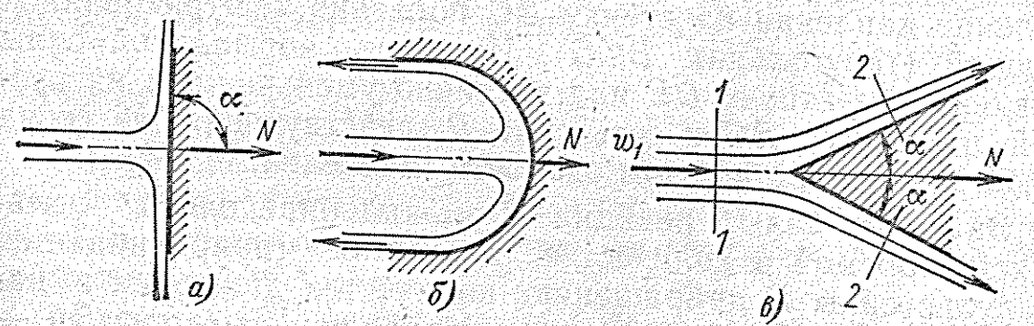


Рис. 4.14. Схема формирования потока при обтекании стенок различной формы:

а — плоской; *б* — чашеобразной; *в* — конической; 1-1, 2-2 — начальная и конечная части струй

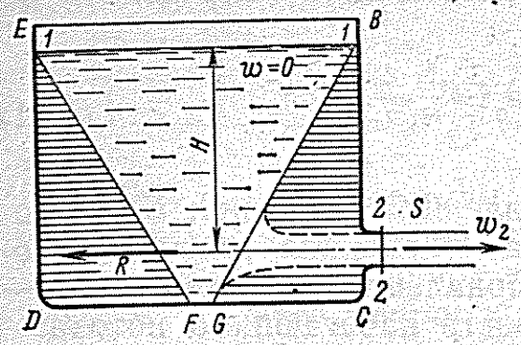


Рис. 4.15. Схема, поясняющая возникновение силы реакции:
обозначения те же, что и на рис. 4.14

Стокс получил теоретическим путем выражение для расчета силы сопротивления при обтекании шара

$$R=3w\mu\pi d, \qquad (4.13)$$

где μ — динамическая вязкость жидкости; d — диаметр шара.

По этой формуле можно рассчитать оседание шаровых частиц в однородной жидкости.

Схемы формирования потока при обтекании плоской стенки, стенки чашеобразной формы и стенки конической формы с осями, совпадающими с осью струи, представлены на рис. 4.14.

При истечении жидкости из отверстия в стенке резервуара наблюдается возникновение так называемой силы реакции R, действующей на сосуд в направлении, противоположном скорости истечения. Причину появления этой силы можно пояснить, рассмотрев истечение из сосуда на рис. 4.15.

У стенки DE, достаточно удаленной от отверстия или насадка сечением S в стенке BC, скорости движения частиц жидкости весьма малы, и поэтому давление по стенке распределяется по закону гидростатики — по треугольнику DEF. Так же распределилось бы давление и по стенке BC, если бы вблизи отверстия не стали заметными скорости собирающихся к отверстию струек. С увеличением этих скоростей давление в соответствующих точках вокруг отверстия (или насадка) уменьшится. Распределение давления на стенку BC показано заштрихованной эпюрой (треугольник BCG). Излишек нормальной силы давления на стенку DE над частично уменьшенной нагрузкой на стенку BC и есть сила R, действующая на сосуд в направлении, обратном скорости истечения.

Значение силы реакции R можно определить, пользуясь теоремой о количестве движения (приравнивается импульс силы R приращению количества движения в направлении оси, совпадающей с направлением скоростей, — в рассматриваемом случае по горизонтальной оси):

$$tR=-m(w_2-w_1), \qquad (4.14)$$

где t — время; R — сила реакции; m — масса жидкости, вытекшая за время t; w_1 — горизонтальная скорость жидкости внутри сосуда; w_2 — скорость струи, вытекающей из отверстия в сосуде.

Массовый расход жидкости

$$M=\rho Q=\rho\mu S\sqrt{2gH}.$$

В нашем случае внутри неподвижного сосуда частицы жидкости не имеют горизонтальной составляющей скорости, т. е. $\omega_1=0$, а скорость струи определится как

$$w=\varphi\sqrt{2gH}.$$

Из уравнения (4.14) получим

$$R_{\text{гор}}=-Mw_2=-\rho Qw_2=-\varepsilon\varphi^2\cdot 2S\rho gH. \qquad (4.15)$$

Вертикальная составляющая силы реакции $R_{\text{верт}}=0$, так как скорость в сечении *1-1* $w_1=0$ и истечение жидкости происходит в горизонтальном направлении.

Принимая для идеального случая $\mu=1$ и $\varphi=1$, а следовательно, также и $\varepsilon=1$, получаем

$$R=-2S\rho gH. \qquad (4.16)$$

Из (4.16) видно, что сила реакции при истечении из отверстия равна двойной статической силе давления на площадь, равную сечению отверстия (при $\varepsilon=1$) или сечению струи.

Естественно, что в рассмотренном случае сила реакции есть результат действия на жидкость силы тяжести, сообщающей ей скорость истечения.

Возникающая при истечении жидкости сила реакции является главной движущей силой при работе турбин и насосов различного назначения.

ПРИМЕРЫ

Пример 4.1. Определить, какой напор необходимо создать в открытом резервуаре диаметром $d_р=0{,}5$ м, чтобы из отверстия диаметром $d_о=0{,}05$ м, расположенного в центре дна резервуара, вытекала струя расходом $Q=5\cdot 10^{-3}$ м³/с.

Решение. Истечение жидкостей будет происходить при полном совершенном сжатии струи, так как

$$\frac{d_р-d_о}{2}>3d_о.$$

Для определения необходимого напора воспользуемся формулой (4.7)

$$H = \frac{Q^2}{\mu^2 S_0^2 \cdot 2g}.$$

Коэффициент расхода отверстия $\mu = 0{,}62$, тогда напор H составит:

$$H = \frac{0{,}005^2}{0{,}62^2 \dfrac{3{,}14^2 \cdot 0{,}05^4}{4^2} 2 \cdot 9{,}81} = 0{,}86 \text{ м}.$$

Пример 4.2. Определить объемный расход и скорость истечения воды из отверстия диаметром $d_0 = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$ м в боковой стенке резервуара больших размеров. К отверстию присоединена короткая трубка одинакового с отверстием диаметра длиной $l = 0{,}1$ м. Напор над центром отверстия $H = 1{,}5$ м.

Решение. Воспользуемся уравнениями (4.5) и (4.7):

$$w = \varphi \sqrt{2gH} \quad \text{и} \quad Q = \mu S \sqrt{2gH}.$$

Длина трубки составляет $4d_0$ ($l = 4d_0$), т. е. трубку можно рассматривать как внешний цилиндрический насадок, для которого при больших числах Рейнольдса $\mu = \varphi = 0{,}8$.

Подставляя известные величины, находим:

$$w = 0{,}8 \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}5} = 4{,}36 \text{ м/с};$$

$$Q = 0{,}8 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}025^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}5} = 2{,}13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 4.3. Определить скорость истечения и объемный расход воды, вытекающей из бака через круглое отверстие $d = 0{,}1$, если превышение уровня воды над центром отверстия $H = 5$ м. Коэффициент расхода $\mu = 0{,}62$, $\varphi = 0{,}97$.

Ответ: $w = 9{,}6$ м/с; $Q = 0{,}048$ м^3/с.

Пример 4.4. Определить массу утечки воды в единицу времени из тепловой сети через образовавшееся в результате аварии отверстие в стенке трубопровода. Избыточное давление в сети $p_{изб} = 3{,}92 \cdot 10^5$ Па; температура воды 95 °С; плотность воды $\rho_в = 10^3$ кг/м^3; площадь отверстия $S = 10^{-4}$ м^2. Коэффициент расхода отверстия $\mu = 1$.

Ответ: $G = 2{,}8$ кг/с.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение коэффициента сжатия струи.
2. В каком диапазоне лежат числовые значения коэффициента скорости?
3. Дайте определение коэффициента расхода.
4. Поясните понятие полного сжатия струи.
5. В каком случае полное сжатие является совершенным?

6. Каковы числовые значения коэффициентов сжатия струи, скорости и расхода при истечении воды из малых отверстий при больших числах Рейнольдса?
7. Дайте определение внешнего цилиндрического насадка.
8. Нарисуйте схему течения жидкости через внешний насадок при безотрывном режиме истечения.
9. Нарисуйте схему течения жидкости через внешний насадок при втором режиме истечения.
10. Перечислите и поясните графически различные виды истечения жидкости через насадок Борда.
11. Как можно избежать образования при входе в конический насадок внутреннего сжатия струи?
12. Поясните преимущества коноидального насадка.
13. Дайте определение диффузорного насадка и перечислите его преимущества перед остальными типами насадков.
14. Как влияет уменьшение напора при опорожнении сосуда на время опорожнения сосуда?
15. Перечислите силы, действующие на тело, обтекаемое потоком жидкости.
16. От каких величин зависит коэффициент сопротивления давления?
17. Нарисуйте схемы формирования потока при обтекании плоской стенки и стенки конической формы.
18. Поясните графически возникновение силы реакции при истечении жидкости из сосуда.
19. Какие теоретические положения используются при определении величины силы реакции?
20. Результатом каких сил, действующих на жидкость, находящуюся в покоящемся сосуде, является сила реакции струи, вытекающей через отверстие в этом сосуде?

Глава пятая

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБОПРОВОДАМ И В КАНАЛАХ

5.1. Назначение и классификация трубопроводов

Все трубопроводы могут быть разделены на *простые и сложные*. Простым трубопроводом называют трубопровод с постоянным диаметром по длине, не имеющий боковых ответвлений по пути движения жидкости. Такой трубопровод может быть выполнен из трубы одного диаметра по всей длине (рис. 5.1) или из участков труб различных дли-

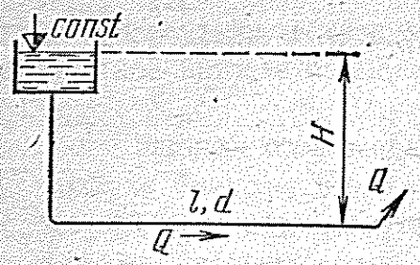


Рис. 5.1. Расчетная схема движения жидкости в простом гидравлически длинном трубопроводе

ны и диаметра (рис. 5.1). Последний случай является примером последовательного соединения трубопроводов, при котором жидкость протекает по трубам различного сечения, соединенным последовательно в одну нитку.

Сложным называют трубопровод, имеющий хотя бы одно разветвление или место смыкания труб.

Различают также трубопроводы *напорные и безнапорные*. В напорных трубопроводах жидкость находится под избыточным давлением и полностью заполняет все поперечное сечение. *Безнапорные* трубопроводы работают неполным сечением и характеризуются наличием свободной поверхности, обычно находящейся под атмосферным давлением. Напорные трубопроводы предназначаются для перекачки холодной, горячей и перегретой воды, водяного пара, нефти, нефтепродуктов и других жидкостей, а также газов и широко используются на ТЭС, АЭС, заводах и других промышленных объектах.

В зависимости от материала трубопроводы могут быть металлические (стальные, чугунные, латунные и пр.) и неметаллические (железобетонные, асбестоцементные, пластмассовые и др.). От материала трубопровода зависит шероховатость внутренней поверхности трубы и, следовательно, коэффициент гидравлического сопротивления.

В зависимости от вида перекачиваемого продукта трубопроводы можно классифицировать на водопроводы, паропроводы, мазутопроводы, маслопроводы, нефтепроводы, газопроводы, трубопроводы для перекачки сжиженных газов и т. п.

В энергетике приходится иметь дело главным образом с трубопроводами. В некоторых специальных устройствах применяется газобаллонная подача жидкости, т. е. используется давление газа. Течение жидкости за счет разности уровней (разности нивелирных высот) осуществляется во вспомогательных устройствах, а также в гидротехнике и водоснабжении. Общие потери напора в трубопроводах складываются из потерь по их длине и местных потерь. В зависимости от соотношения величин этих потерь различают *короткие* и *длинные* трубопроводы.

К *коротким* относятся трубопроводы малой длины с большим количеством местных сопротивлений, в которых

местные потери соизмеримы с потерями напора по длине, а к *длинным* — трубопроводы, в которых местные потери напора пренебрежимо малы по сравнению с потерями напора по длине (как правило, местные потери составляют менее 5% потерь по длине).

Примерами коротких трубопроводов могут служить всасывающие трубы насосов, дюкеры, сифоны и т. д. Примерами длинных трубопроводов могут служить водопроводы, паропроводы, нефтепроводы, газопроводы и т. д.

При расчете трубопроводов ставятся три задачи.

1. Определение потерь напора или перепада давления в трубопроводе заданных диаметра, материала и характеристик шероховатости внутренней поверхности, длины и профиля при перекачке определенного количества данной жидкости.

2. Определение расхода жидкости при перекачке ее по трубопроводу заданных диаметра, материала и характеристик шероховатости внутренней поверхности, длины и профиля. Допустимая потеря напора или перепад давления также задается.

3. Определение диаметра трубопровода для перекачки по нему заданной жидкости с известным расходом при заданной потере напора или перепаде давления. Длина трубопровода, материал и характеристика шероховатости внутренней поверхности, а также профиль должны быть известны.

Всякий сложный трубопровод можно рассматривать как совокупность нескольких простых трубопроводов, соединенных между собой параллельно или последовательно.

При решении второй и третьей задач могут встретиться некоторые трудности. Так, при определении расхода или диаметра трубопровода заранее неизвестно число Рейнольдса, которое необходимо для определения коэффициента гидравлического сопротивления, так как выбор формулы для коэффициента гидравлического сопротивления зависит от режима течения. Поэтому первоначально режимом течения необходимо задаться произвольно, а затем произвести проверку правильности выбора режима.

5.2. Номограммы для расчета трубопроводов. Выбор диаметра трубы

Номограммы и таблицы составляются для труб различных диаметров и дают значения уже подсчитанных значений расходов, скоростей и потерь напора на 1 м длины трубы.

Зависимость между этими четырьмя величинами, как известно, выражается формулами:

$$Q = w\frac{\pi d^2}{4} \quad \text{и} \quad h = h_l/l = \frac{\lambda}{d}\frac{w^2}{2g},$$

где h — потеря напора на 1 м длины трубы.

При этом λ подсчитывается предварительно по одной из ранее приведенных формул.

В зависимости от условий задач по известным двум величинам из четырех (d, w, Q и h) по номограммам или таблицам легко находятся две остающиеся величины, необходимые для решения задачи.

Коэффициент гидравлического сопротивления для различных режимов течения жидкостей по трубопроводам можно выразить одной обобщенной формулой:

$$\lambda = A/\mathrm{Re}^m, \qquad (5.1)$$

где A и m — постоянные коэффициенты, зависящие от режимов течения.

Для различных режимов эти коэффициенты соответственно равны:

для ламинарного

$$A = 64;\ m = 1;$$

для турбулентного режима в зоне гладкого трения

$$A = 0{,}3164;\ m = 0{,}25;$$

для квадратичного закона трения

$$A = 0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25};\quad m = 0.$$

Рассмотрим схему течения жидкости по простому трубопроводу в соответствии с рис. 3.18.

Пренебрегая скоростным напором на выходе из трубы вследствие его относительной малости, как это допускается при гидравлических расчетах, и имея в виду, что

$$\lambda = \frac{A\nu^m}{w^m d^{1+m}};$$

$$w^m = Q^m/S^m,$$

из (3.37) получим формулу для потери напора в трубопроводе:

$$H = \frac{AQ^{2-m}\nu^m l_{\text{расч}}}{2gS^{2-m}d^{1+m}} + \Delta z, \qquad (5.2)$$

где Q — объемный расход жидкости; ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости; S — площадь поперечного сечения трубы; d — диаметр трубопровода; Δz — разность отметок в начале и конце трубопровода; $l_{\text{расч}}$ — расчетная длина трубопровода.

Умножив левую и правую части (5.2) на ρg; где ρ — плотность жидкости, получим формулу для перепада давлений в простом трубопроводе

$$p_1 - p_2 = \frac{AQ^{2-m}\nu^m\rho l_{\text{расч}}}{2S^{2-m}d^{1+m}} + \rho g\Delta z. \qquad (5.3)$$

По (5.2) и (5.3) решается задача определения потери напора и перепада давлений при гидравлических расчетах трубопроводов.

При ламинарном режиме течения потеря напора в трубопроводе

$$H = \frac{32Q\nu l_{\text{расч}}}{gSd^2} + \Delta z. \qquad (5.4)$$

При турбулентном режиме течения потери в зоне гладких труб определяются следующим образом:

$$H = \frac{0{,}3164Q^{1{,}75}\nu^{0{,}25}l_{\text{расч}}}{2gS^{1{,}75}d^{1{,}25}} + \Delta z. \qquad (5.5)$$

При турбулентном режиме течения в зоне квадратичного закона трения потери будут:

$$H = \frac{0{,}11\left(\frac{k}{d}\right)^{0{,}25}Q^2 l_{\text{расч}}}{2gS^2 d} + \Delta z. \qquad (5.6)$$

Наиболее часто при расчете трубопроводов принимается турбулентный режим течения в зоне гладких труб (зона Блазиуса).

Расход жидкости в трубопроводе определится при этом в соответствии с (5.2)

$$Q = \left[\frac{(H-\Delta z)\,2gS^{2-m}d^{1+m}}{A\nu^m l_{\text{расч}}}\right]^{\frac{1}{2-m}}, \qquad (5.7)$$

или из (5.3)

$$Q = \left[\frac{(p_1 - p_2 - g\rho\Delta z)\,2S^{2-m}d^{1+m}}{A\nu^m\rho l_{\text{расч}}}\right]^{\frac{1}{2-m}}. \qquad (5.8)$$

Определение диаметра трубопровода из (5.2) производится по формуле

$$d=\left[\frac{AQ^{2-m}\nu^{m}l_{\text{расч}}}{2g\left(\frac{\pi}{4}\right)^{2-m}(H-\Delta z)}\right]^{\frac{1}{5-m}}, \qquad (5.9)$$

или из (5.3)

$$d=\left[\frac{AQ^{2-m}\nu^{m}\rho l_{\text{расч}}}{2\left(\frac{\pi}{4}\right)^{2-m}(p_1-p_2-g\rho\Delta z)}\right]^{\frac{1}{5-m}}. \qquad (5.10)$$

Рассмотрим частный случай течения — равномерное напорное движение жидкости в простом, гидравлически длинном трубопроводе (по расчетной схеме рис. 5.1).

По трубопроводу длиной l постоянного диаметра d движется постоянный расход Q. Такой расход, проходящий неизменным до конца рассматриваемого участка трубопровода, называют транзитным расходом. Трубопровод работает под постоянным напором H=const, полным сечением S=const с постоянной по длине средней скоростью w=Q/S=const, т. е. движение жидкости в данном случае является установившимся и равномерным.

При этом весь напор H затрачивается на преодоление потерь напора по длине, т. е. $H=h$. Скоростной напор $w^2/2g$, так же как и напор, затрачиваемый на преодоление местных сопротивлений, при расчете длинных трубопроводов не учитывается из-за их малости.

Тогда гидравлический уклон (2.33)

$$i_{\text{г}}=h/l=H/l. \qquad (5.11)$$

Потери напора в трубопроводе для этого случая, как уже отмечалось, могут быть определены по (3.18):

$$h=\lambda\frac{l}{d_{\text{г}}}\frac{w^2}{2g}.$$

Решая совместно два уравнения относительно w, получаем

$$w=\sqrt{\frac{8g}{\lambda}}\sqrt{R_{\text{г}}i_{\text{г}}}. \qquad (5.12)$$

Обозначая

$$C=\sqrt{\frac{8g}{\lambda}}, \qquad (5.13)$$

получаем

$$w=C\sqrt{R_{\text{г}}i_{\text{г}}}. \qquad (5.14)$$

Эту формулу называют формулой Шези по имени французского ученого-гидравлика, который предложил ее в 1775 г. Множитель C, определяемый по (5.14), называют коэффициентом Шези.

Коэффициент Шези может быть найден по формулам, предложенным различными учеными. В частности, Н. Н. Павловским в 1925 г. была выведена формула, справедливая при $R_{\text{г}}<3$ м:

$$C=\frac{1}{n}R_{\text{г}}^{y}, \qquad (5.15)$$

где n — коэффициент шероховатости, зависящий от материала и состояния поверхности стенки трубы.

Показатель степени y зависит от $R_{\text{г}}$ и n определяется по формуле

$$y=2{,}5\sqrt{n}-0{,}13-0{,}75\sqrt{R_{\text{г}}}(\sqrt{n}-0{,}1). \qquad (5.16)$$

При ориентировочных подсчетах показатель степени y можно определить по приближенным формулам: $y=1{,}5\sqrt{n}$ при $0{,}1<R_{\text{г}}<1{,}0$ м; $y=1{,}3\sqrt{n}$ при $1{,}0<R_{\text{г}}<3{,}0$ м.

Значения коэффициента шероховатости n приведены в приложении 1.

По средней скорости из (5.14) легко можно получить и зависимость для определения расхода $Q=Sw$:

$$Q=SC\sqrt{R_{\text{г}}i_{\text{г}}}. \qquad (5.17)$$

Обозначив

$$SC\sqrt{R_{\text{г}}}=K, \qquad (5.18)$$

получим

$$Q=K\sqrt{i_{\text{г}}}, \qquad (5.19)$$

где $K=SC\sqrt{R_{\text{г}}}$ имеет размерность расхода (гидравлический уклон $i_{\text{г}}$ — величина безразмерная).

Как следует из (5.19), Q представляет собой расход жидкости в русле заданного живого сечения при гидравлическом уклоне $i_{\text{г}}$, равном единице, и называется расходной характеристикой или модулем расхода. Некоторые значения коэффициента Шези C и модуля расхода K для труб круглого сечения приведены в приложении 2.

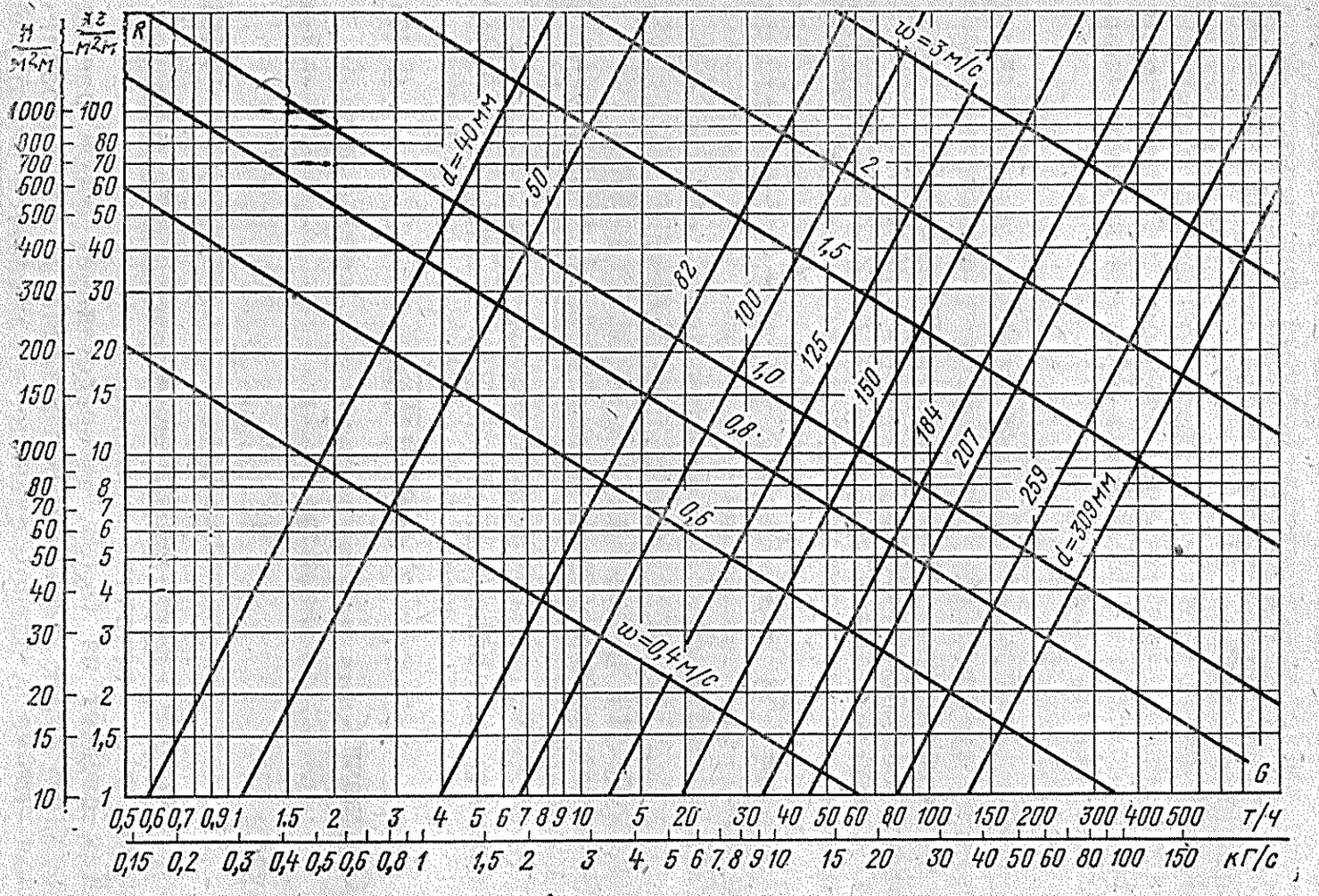


Рис. 5.2. Номограмма для гидравлического расчета конденсатопроводов (k=1 мм, ρ=995 кг/м³)

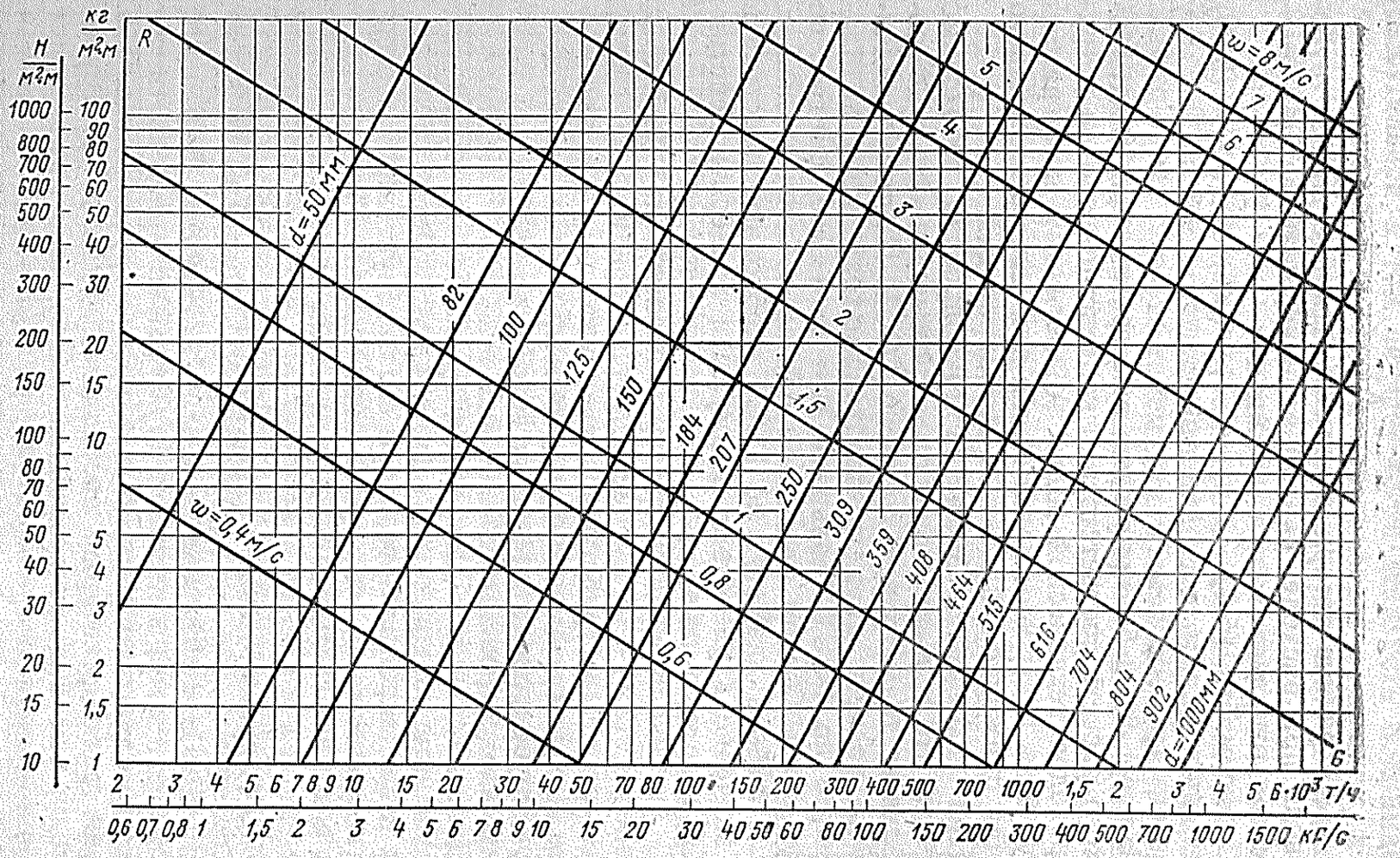


Рис. 5.3. Номограмма для гидравлического расчета водоводов (k=0,5 мм, ρ=995 кг/м³)

Решив (5.11) совместно с (5.19), получим:

$$H = i_e l = \frac{Q^2}{K^2} l, \qquad (5.20)$$

где $1/K^2$, равное потере напора на единице длины трубопровода при расходе, равном единице, называется удельным сопротивлением трубопровода.

Зависимости (5.4)—(5.6), (5.7)—(5.8) и (5.9)—(5.10) позволяют решать поставленные выше задачи по расчету простого трубопровода.

На рис. 5.2 и 5.3 приведены номограммы для гидравлического расчета соответственно конденсатопроводов и трубопроводов технической воды. Аналогичные номограммы могут быть построены практически для любого возможного случая движения жидкости в трубопроводах.

При нахождении диаметра трубопровода необходимо помнить, что трубы выполняются промышленностью не произвольных диаметров, а согласно ГОСТ. Поэтому найденный из расчета диаметр необходимо округлить до ближайшего по ГОСТ (большего или меньшего, смотря по тому, что в каждом отдельном случае предпочтительнее). После выбора диаметра по ГОСТ необходимо подставить его значение в расчетные формулы и проверить действительную потерю напора.

С увеличением диаметра трубопровода, как видно из уравнений (5.4)—(5.6), уменьшается теряемая на трение в нем работа и трубопровод становится «гидравлически» более выгодным. Вместе с тем, чрезмерное увеличение диаметра трубопровода влечет за собой увеличение его стоимости, что удорожает пользование им.

Наивыгоднейшим диаметром трубопровода будет тот, при котором полная сумма затрат на устройство трубопровода и на покрытие потерь при его эксплуатации, отнесенная к единице подачи, будет наименьшей. Это определяется с помощью технико-экономических расчетов.

5.3. Гидравлическая характеристика трубопроводов

По (5.4)—(5.6) можно построить кривые потребного напора, под которыми понимается график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе. Чем больше расход, который необходимо подавать по трубопроводу, тем больше потребный напор. При ламинарном течении кривая потребного напора изображается прямой линией (или близкой к прямой с учетом зависимости $l_{экв}$ от Re), а при турбулентном — параболой с показателем

степени, равным двум (при $\lambda_т = \text{const}$) или близким к двум (при учете зависимости $\lambda_т$ от Re). Величина Δz будет положительной в том случае, когда жидкость поднимается или движется в полость с повышенным давлением, и отрицательной — при опускании жидкости или движении в полость с разрежением.

Различные виды кривой потребного напора для ламинарного и турбулентного течений показаны на рис. 5.4. Крутизна кривой зависит от сопротивления трубопровода и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением его диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений в трубопроводе. Кроме того, при ламинарном течении наклон кривой (которую для этого течения можно считать прямой) изменяется пропорционально вязкости жидкости.

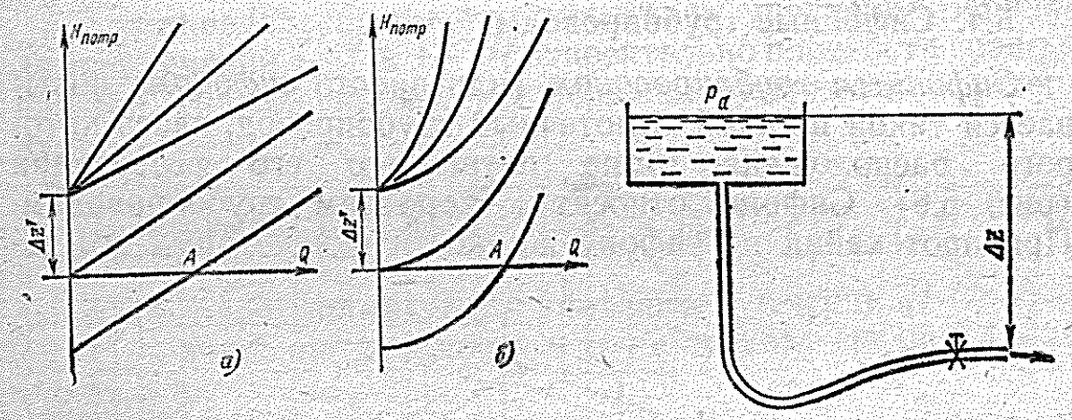


Рис. 5.4. Кривые потребных напоров: *а* — ламинарный; *б* — турбулентный режимы течения

Рис. 5.5. Схема самотечного трубопровода

Точка пересечения кривой потребного напора с осью абсцисс при $\Delta z < 0$ (точка A на рис. 5.4) определяет расход при движении жидкости самотеком, т. е. за счет разности нивелирных высот Δz. Потребный напор в этом случае равен нулю, так как давление в начале и в конце трубопровода равно атмосферному (за начало трубопровода будем считать свободную поверхность в верхнем резервуаре). Такой трубопровод называют *самотечным* (рис. 5.5). Если в конце самотечного трубопровода происходит истечение жидкости в атмосферу, то в уравнении для определения потребного напора к потерям напора следует добавить скоростной напор.

Иногда вместо кривых потребного напора бывает удобнее пользоваться гидравлическими характеристиками трубопровода.

Гидравлической характеристикой (или просто характеристикой) трубопровода называется график зависимости суммарных потерь напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\Sigma h = f(Q).$$

Таким образом, характеристика трубопровода представляет собой кривую потребного напора, сдвинутую в начало координат. Характеристика трубопровода совпадает с кривой потребного напора при $\Delta z = 0$ (например, когда трубопровод лежит в горизонтальной плоскости, а противодавление p_2 отсутствует).

5.4. Сифонные трубопроводы

Сифонным трубопроводом (или просто *сифоном*) называется такой простой самотечный трубопровод, часть которого расположена выше питающего его резервуара (рис. 5.6). Сифоны относят к коротким трубопроводам. При протекании по сифону жидкости в некоторых его сечениях устанавливается давление ниже атмосферного. Такого рода трубопроводы встречаются в водопроводной практике при передаче воды через гору, при самотечном соединении колодцев, а также при устройстве сифонных водоспусков у плотин, прудов и пр.

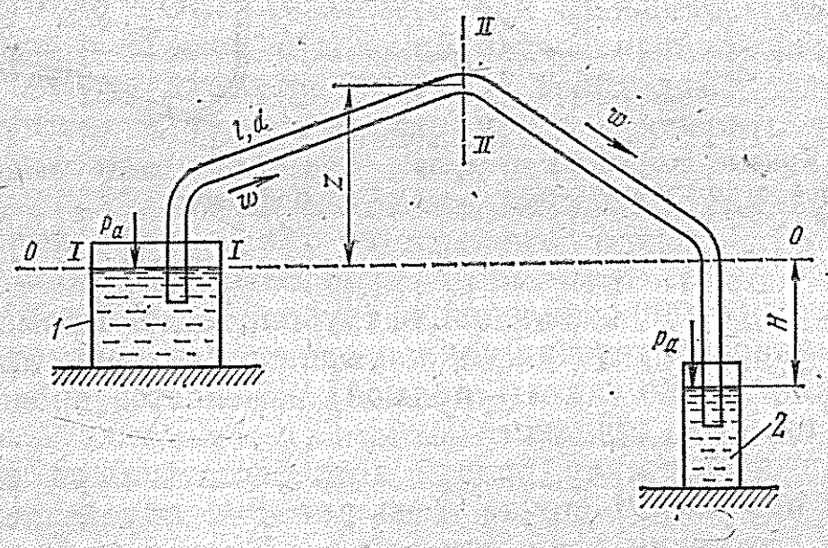


Рис. 5.6. Схема к гидравлическому расчету сифона

Для того чтобы сифон начал работать, необходимо его заполнить жидкостью, удалив воздух. Этого можно достигнуть путем повышения временно уровня резервуара (или давления в начале трубы) выше наивысшей точки сифона (уровня z) или путем отсасывания воздуха из сифона в

наивысшей точке, благодаря чему под атмосферным давлением на уровнях *I-I* и *II-II* сифон заполнится жидкостью. Наконец, можно запереть концы сифона и залить его жидкостью через верхнюю точку, где одновременно выпускают заполнявший трубу воздух. После сплошного заполнения сифона жидкостью он начинает работать как обыкновенная труба. Расчетом обычно определяют пропускную способность сифона и предельное значение высоты z.

Поскольку сифон является коротким трубопроводом, его пропускная способность может быть определена аналогично (4.7): $Q = \mu S \sqrt{2gH}$.

Для определения высоты z составим уравнение Бернулли для сечений *I—I* и *II—II* относительно плоскости сравнения *0-0*, совпадающей с поверхностью жидкости в резервуаре *1*:

$$\frac{p_a}{\rho g} = z + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} + \sum \zeta_м \frac{w^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}, \quad (5.21)$$

где p_2 — гидродинамическое давление в сечении *II-II*; w — скорость движения жидкости в трубопроводе сифона. Имея в виду, что

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h_{вак},$$

получаем

$$h_{вак} = z + \left(1 + \sum \zeta_м + \lambda \frac{l}{d}\right) \frac{w^2}{2g}. \quad (5.22)$$

И окончательно

$$z = h_{вак} - \left(1 + \sum \zeta_м + \lambda \frac{l}{d}\right) \frac{w^2}{2g}. \quad (5.23)$$

Принимая во внимание, что предельное значение вакуума равно 10,33 м вод. ст., и учитывая наличие потерь напора в сифоне, а также необходимость предотвращения кавитации, которая возникает при больших понижениях давлений, высоту z следует принимать такой, чтобы высота $h_{вак}$ не превышала 7 м.

5.5. Понятие о явлении кавитации

Кавитацией (от латинского слова «кавитас» — полость) называется образование в жидкости полостей, заполненных паром или газом (воздухом). Кавитация возникает в тех

случаях, когда давление в каких-либо местах потока падает настолько, что становится ниже давления насыщения, т. е. давления, соответствующего кипению жидкости при данной температуре.

Явление кавитации может возникать, например, во всасывающих линиях насосных установок и сифонных трубопроводах, где ее появление обусловливается конфигурацией и принципом действия самого трубопровода, основная часть которого работает при давлении ниже атмосферного. Кавитация может возникать также при работе быстроходных гидравлических турбин, центробежных насосов и гребных винтов. В таких случаях ее причиной являются большие местные скорости и снижение давления. Если при этом давление оказывается ниже давления насыщения паров, в соответствующих местах потока начинается бурное испарение жидкости, которая начинает «кипеть», и в ней образуются кавитационные полости. Если при дальнейшем движении потока давление в нем повышается, происходит конденсация пара, обычно сопровождаемая резким треском, и кавитационные полости смыкаются. Возникновению кавитации способствует наличие в жидкости пузырьков воздуха или растворенных газов.

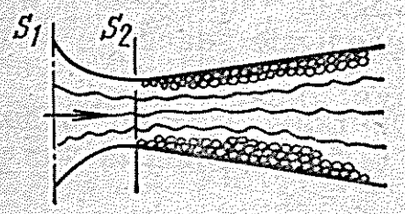


Рис. 5.7. Расчетная схема кавитации

Во многих местных сопротивлениях, например в кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах, жиклерах и др., в результате значительного увеличения скорости при сужении потока и последующем его расширении также могут возникнуть кавитационные явления. Рассмотрим с этой точки зрения условия протекания жидкости через короткий патрубок переменного сечения с горизонтальной осью (рис. 5.7). Составим уравнение Бернулли без учета сопротивлений для двух крайних сечений суживающейся части такого трубопровода:

$$\frac{p_1}{\rho g}+\frac{w^2_1}{2g}=\frac{p_2}{\rho g}+\frac{w^2_2}{2g}.$$

Тогда давление в наиболее сжатой его части

$$p_2=p_1-\rho\frac{w^2_1}{2g}\left[\left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2-1\right],$$

где w_1, w_2 — средние скорости в начальном S_1 и конечном S_2 сечениях.

В том случае, когда S_1 значительно больше S_2, давление p_2 в суженном сечении может оказаться ниже давления насыщения. Как показывает опыт, за этим сечением основная масса жидкости движется в виде свободной струи, сопровождаемой по бокам пенообразной смесью. Дальше в каком-то сечении происходит внезапное замедление движения и жидкость полностью заполняет все сечение. Здесь давление повышается, образовавшиеся ранее пузырьки пара сталкиваются и конденсируются.

Кавитационные явления приводят к заметному увеличению коэффициентов местных сопротивлений и, следовательно, местных потерь напора. Кавитационные свойства местных сопротивлений определяют по так называемому числу кавитации:

$$\varkappa=2(p_1-p_{кр})/\rho w^2_1, \qquad (5.24)$$

где p_1, w_1 — давление и скорость перед местным сопротивлением; $p_{кр}$ — минимальное давление, при котором возникает кавитация (обычно оно равно давлению насыщения).

Бескавитационные условия работы местного сопротивления в этом случае обеспечиваются тогда, когда подсчитанные по выражению (5.24) числа кавитации оказываются меньше критического значения: $\varkappa<\varkappa_{кр}$, определяемого опытным путем.

Для местных сопротивлений, вызывающих изменение скорости движения жидкости (сужение и расширение потока), критическое значение числа кавитации можно приближенно найти по формуле

$$\varkappa_{кр}=\zeta+2\sqrt{\zeta}, \qquad (5.25)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления в бескавитационном режиме.

В современных гидравлических турбинах, центробежных насосах, гребных винтах, обычно работающих при большой частоте вращения вала, в отдельных местах рабочих лопастей имеют место значительные скорости движения жидкости, способствующие возникновению кавитации.

Кавитация оказывает вредное действие на работу этих машин, вызывает недопустимо большие их вибрации, увеличивает потери энергии на трение, т. е. снижает КПД, и, что наиболее опасно, приводит к разрушению (кавитационной эрозии) деталей, подверженных воздействию кавитации.

Эрозия металла вследствие кавитации обычно наблюдается в тех местах потока, где происходит повышение

давления, сопровождающееся столкновением пузырьков пара и его конденсацией. При этом вследствие мгновенных, быстро чередующихся процессов сжатия отдельных пузырьков возникают большие местные импульсные давления (в несколько сотен и даже тысяч атмосфер), приводящие к весьма коротким и интенсивным ударам разрушающим металл (сначала выкрашиваются его зерна с поверхности, затем процесс разрушения быстро распространяется вглубь). К этому чисто механическому ударному действию часто присоединяются химическое воздействие на металл выделяющегося из жидкости воздуха, обогащенного кислородом, других растворенных в ней газов, а в отдельных случаях и электролитическое воздействие. В результате всех этих явлений, особенно если кавитация длится продолжительное время, происходит эрозия металла, и он на большую глубину принимает губчатую структуру.

Для предотвращения кавитации лопасти гидравлических машин проектируют в форме слабоизогнутых профилей со скругленными входными и заостренными выходными кромками. Для их изготовления применяют особые стойкие против коррозии и эрозии материалы (например, хромоникелевые стали), тщательно обрабатывают их поверхности.

В отдельных случаях возникновение кавитации возможно без расширения потока вслед за его сужением, а также в трубах постоянного сечения при увеличении нивелирной высоты и гидравлических потерь.

В заключение следует отметить, что существует несколько гипотез механизма эрозии от кавитации: волновая, релаксационная, струйная, кумулятивная и др.

5.6. Гидравлический удар в трубопроводах

Гидравлическим ударом называется явление, происходящее в трубе, по которой протекает капельная жидкость, при котором вследствие быстрого запирания (или отпирания) имеющегося на трубе запорного устройства (задвижки) кинетическая энергия массы, находящейся в трубе жидкости, преобразуется в энергию давления. Это давление может достигнуть значительной величины.

Теоретическое обоснование явления гидравлического удара в трубах и метод его расчета были даны в 1899 г. крупнейшим русским гидромехаником Н. Е. Жуковским.

При гидравлическом ударе в трубопроводе возникает колебательный затухающий процесс, который сопровождается вначале резким повышением, а затем понижением давления.

Гидравлический удар возникает и тогда, когда в покоящейся жидкости, находящейся в трубопроводе, внезапно создается давление с одного конца трубы. Это приложенное давление в виде удара распространяется по трубопроводу.

Гидравлический удар в трубопроводах нарушает их нормальную работу, может привести к разрушению труб, фланцевых или сварных соединений, задвижек, нарушению работы измерительных приборов.

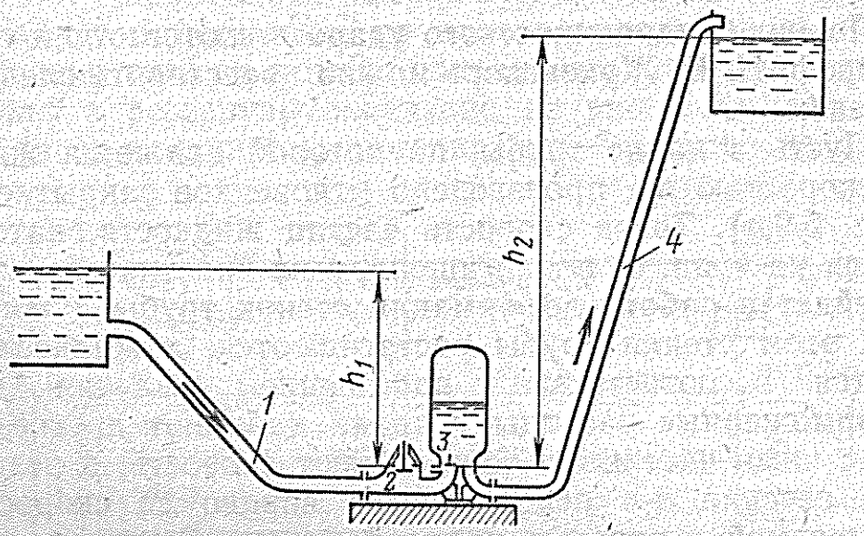


Рис. 5.8. Схема гидротаранной установки

При перекачке газов гидравлические удары не наблюдаются. Это объясняется тем, что плотность газа весьма мала, чтобы вызвать заметное повышение давления.

Происходящее при гидравлическом ударе резкое повышение давления представляет собой во многих случаях весьма опасное явление.

Однако человеческая мысль нашла возможным использовать и это явление. В 1796 г. была изобретена водоподъемная машина — «гидравлический таран», действие которой основано на гидравлическом ударе.

Схема гидротаранной установки весьма проста (рис. 5.8). Вода, движущаяся по питательной трубе *1* под напором h_1, вытекает наружу через зазоры, имеющиеся вокруг оси клапана *2*. Под давлением воды клапан *2* захлопывается, вследствие чего возникает гидравлический удар. При достижении волной повышенного давления клапана *3* последний открывается и вода начинает втекать в воздушный

колпак. Следующая за волной сжатия волна разрежения создает у клапанов *2* и *3* пониженное давление. При этом клапан *3* закрывается, а клапан *2* открывается. Описанный цикл повторяется. Поступающая в воздушный колпак вода сжимает находящийся в нем воздух, который в свою очередь оказывает давление на жидкость, заставляя ее подниматься по нагнетательной трубе *4* на высоту h_2. Гидравлические тараны применяются для водоснабжения в сельской местности.

5.7. Определение повышения давления при гидравлическом ударе и практические меры борьбы с ним

Явление гидравлического удара в соответствии с теорией проф. Н. Е. Жуковского можно представить следующим образом.

Пусть в конце трубы, по которой движется жидкость со скоростью w_0, произведено мгновенное закрытие крана (рис. 5.9,*а*). Тогда скорость частиц жидкости, натолкнувшихся на кран, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается[1] в соответствии с повышением давления $\Delta p_{уд}$. На заторможенные частицы у крана набегают другие, соседние с ними частицы и тоже теряют скорость, в результате чего сечение *n-n* передвигается вправо со скоростью *a*, называемой скоростью ударной волны. Сама же переходная область, в которой давление изменяется на $\Delta p_{уд}$, называется ударной волной.

Когда ударная волна переместится до резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой во всей трубе, а стенки ее — растянутыми. Ударное повышение давления $\Delta p_{уд}$ распространится на всю трубу (рис. 5.9,*б*).

Но такое состояние не является равновесным. Под действием перепада давлений $\Delta p_{уд}$ частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это движение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Теперь сечение *n-n* перемещается в обратном направлении — к крану с той же скоростью *a*, оставляя за собой выравненное давление p_0 (рис. 5.9,*в*).

[1] Пренебрегать сжимаемостью жидкости, как это допускается в задачах гидравлики, здесь нельзя, так как малая сжимаемость жидкости как раз и является причиной возникновения большого, но конечного ударного давления $\Delta p_{уд}$.

Жидкость и стенки трубы предполагаются упругими, поэтому они возвращаются к прежнему состоянию, соответствующему давлению p_0. Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость w_0, но направленную теперь в противоположную сторону.

С этой скоростью жидкостный столб (рис. 5.9,*г*) стремится оторваться от крана, вследствие чего возникает отрицательная ударная волна под давлением $\Delta p_{уд}$, которая направляется от крана к резервуару со скоростью *a*, оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления $\Delta p_{уд}$ (рис. 5.9,*д*). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформации, но противоположного знака.

Состояние трубы в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару показано на рис. 5.9,*е*. Так же, как и для случая, показанного на рис. 5.9,*б*, оно не явля-

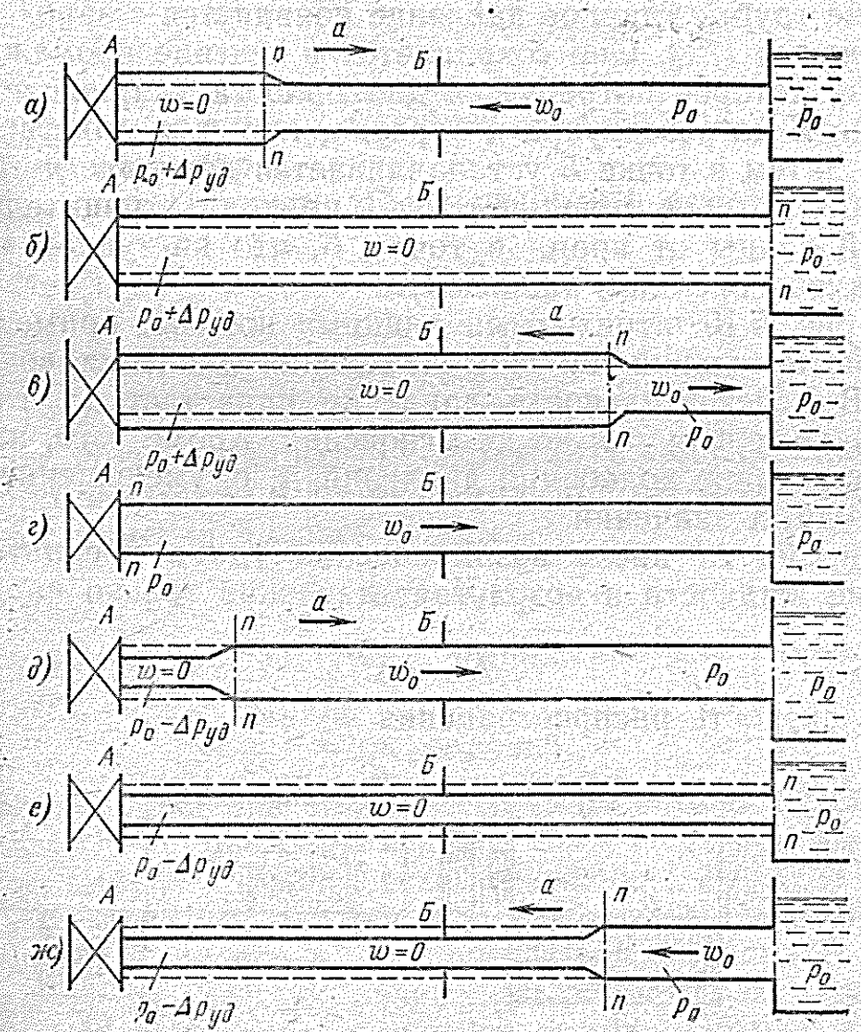


Рис. 5.9. Схема движения ударной волны при гидравлическом ударе

ется равновесным. На рис. 5.9,*ж* показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью w_0.

Очевидно, что как только отраженная от резвуара ударная волна под давлением $\Delta p_{уд}$ достигнет крана, возникнет ситуация, уже имевшая место в момент закрытия крана. Весь цикл гидравлического удара повторится снова.

В опытах проф. Н. Е. Жуковского было зарегистрировано по 12 полных циклов с постепенным уменьшением $\Delta p_{уд}$ вследствие трения в трубе и рассеивания энергии в резервуаре.

Протекание гидравлического удара во времени иллюстрируется диаграммой, представленной на рис. 5.10.

Левая диаграмма, показанная сплошными линиями, характеризует теоретическое изменение давления $\Delta p_{уд}$ в точке A (рис. 5.9) непосредственно у крана (закрытие крана предполагается мгновенным). В точке $Б$, находящейся на середине трубы, ударное давление появляется с запозданием на время $l/2a$. Оно сохраняется в течение промежутка времени, которое потребуется для пробега ударной волны от точки $Б$ до резервуара и обратно, т. е. в течение времени l/a. Затем в точке $Б$ устанавливается давление p_0 (т. е. $\Delta p_{уд}=0$), которое сохраняется до прихода отрицательной ударной волны от крана в точку $Б$, что наступает через промежуток времени, равный l/a.

На рис. 5.10 штриховыми линиями показан примерный вид действительной картины изменения давления во времени. В действительности давление нарастает (а также падает) хотя и круто, но не мгновенно. Кроме того, имеет место затухание колебаний давления, т. е. уменьшение его амплитудных значений.

За время Δt после возникновения удара прекратится давление жидкости и возрастает давление только на длине Δl:

$$\Delta l = a\Delta t,$$

где a — скорость распространения волны.

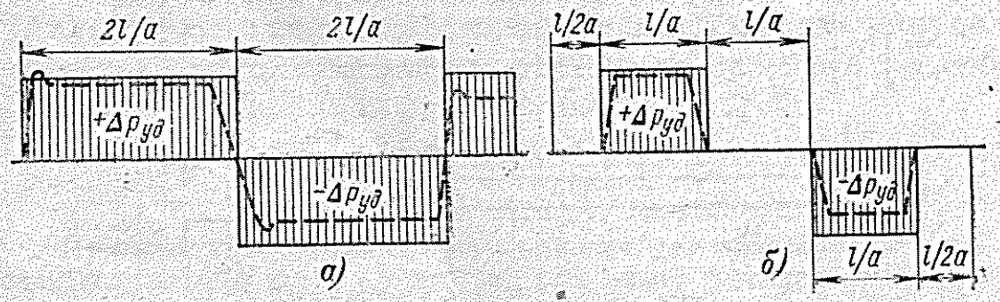


Рис. 5.10. Изменение давления во времени:
а — у крана; *б* — в середине трубы

В остальном потоке жидкости сохраняются начальные давления и скорости. На расстоянии Δl от задвижки давление будет равно давлению удара. На этой же длине труба будет деформироваться. Ее объем в этом месте несколько увеличится.

Запишем уравнение второго закона Ньютона для рассматриваемого элемента жидкости

$$F = mc, \qquad (5.26)$$

где F — сила, действующая на жидкость; m — масса жидкости на длине рассматриваемого элемента; c — ускорение.

Масса элемента жидкости

$$m = \rho S \Delta l,$$

где S — площадь поперечного сечения трубы; ρ — плотность жидкости.

Подставим выражение массы жидкости в (5.26) и одновременно разделим левую и правую части ее на S:

$$\Delta p_{уд} = F/S = \rho \Delta l c.$$

При делении силы, действующей на жидкость, на площадь трубы получаем приращение давления $\Delta p_{уд}$ от гидравлического удара.

Ускорение жидкости можно выразить в виде

$$c = \Delta w / \Delta t,$$

тогда

$$\Delta p_{уд} = \rho \frac{\Delta l \Delta w}{\Delta t}.$$

При полном закрытии задвижки изменение линейной скорости жидкости $\Delta w = w$. Отношение $\Delta l/\Delta t$ есть скорость распространения ударной волны

$$a = \Delta l / \Delta t.$$

Учитывая это, получаем выражение для определения ударного давления

$$\Delta p_{уд} = \rho w a. \qquad (5.27)$$

Полное давление в трубопроводе равно сумме давления до удара и ударного давления.

Выражение (5.15) есть известная формула проф. Н. Е. Жуковского для расчета ударного давления.

Значения скорости распространения ударной волны (скорости звука) для разных жидкостей различны. Так, например, для воды эта скорость равна 1435 м/с, для бензина — 1116 м/с, для масла — 1200—1400 м/с.

Способы борьбы с гидравлическим ударом выбираются для каждого конкретного случая. Наиболее эффективным методом снижения $\Delta p_{уд}$ является устранение возможности появления так называемого прямого гидравлического удара, что при заданном трубопроводе сводится к увеличению времени срабатывания кранов и других аналогичных устройств. Такой же эффект достигается установкой перед этими устройствами компенсаторов в виде достаточно емких объемов жидкости или гидроаккумуляторов (рис. 5.11).

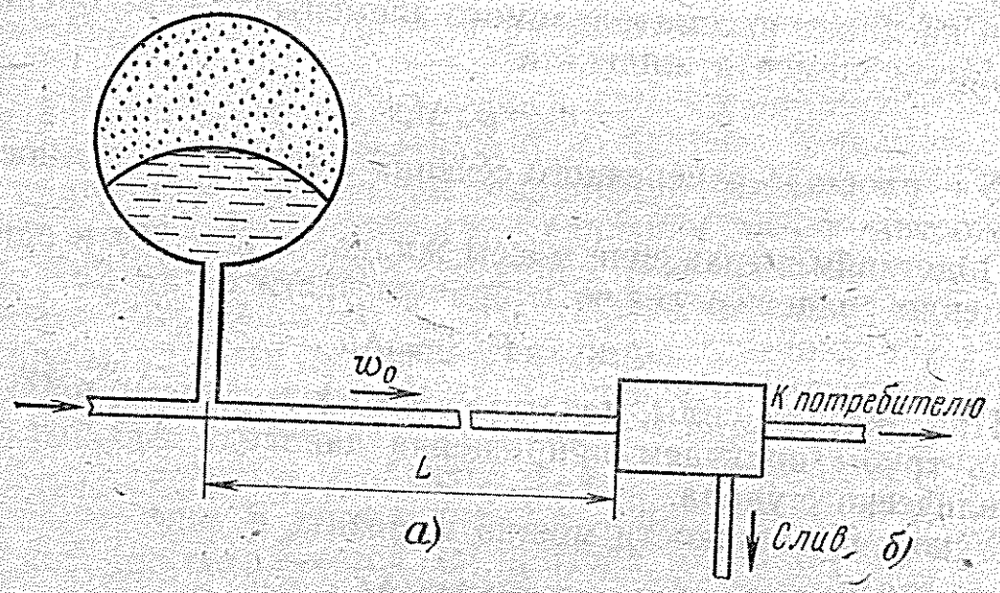


Рис. 5.11. Способы снижения давления при гидравлическом ударе: *а* — гидроаккумулятор; *б* — электромагнитный кран

Уменьшение скорости движения жидкости в трубопроводах (увеличение диаметра труб при заданном расходе) и уменьшение длины трубопроводов (для получения непрямого удара) также способствуют снижению ударного давления. Сброс жидкости при гидравлическом ударе может производиться также через диафрагмы, разрушающиеся при повышении давления сверх допустимого предела.

Иногда вместо всех перечисленных способов уменьшения $\Delta p_{уд}$ предпочитают простое повышение прочности слабых звеньев системы.

Если время закрытия задвижки t больше времени (фазы) гидравлического удара T ($T=2l/a$, где l — длина трубопровода), то повышение давления не достигнет максимального значения. При медленном закрытии задвижки повышение давления определяется по формуле, Па,

$$\Delta p = \rho w a \frac{T}{t} = \frac{2\rho l w}{t}. \qquad (5.28)$$

Гидравлический удар, начинающийся с повышения давления, называется положительным. Гидравлический удар, начинающийся с понижения давления, называется отрицательным.

Так, рассмотренный ранее гидравлический удар, вызванный закрытием крана, является положительным ударом.

Примером отрицательного удара является удар, вызванный внезапным открытием задвижки, или удар, вызванный остановкой насоса в результате внезапного прекращения подачи электроэнергии к его двигателю.

На рис. 5.12 показана схема насоса и напорного трубопровода с обратным клапаном и задвижкой. В случае внезапного прекращения подачи электроэнергии к двигателю насоса последний останавливается. При этом ввиду резкого прекращения подачи жидкости давление в начале напорного трубопровода резко падает. Столб жидкости в напорном трубопроводе изменит направление своего движения и с большой скоростью устремится к насосу. При наличии обратного клапана[1], не допускающего движения воды в сторону насоса, через некоторое время происходит резкое повышение давления с возможными аварийными последствиями (разрушение корпуса клапана, разрыв трубы и т. д.).

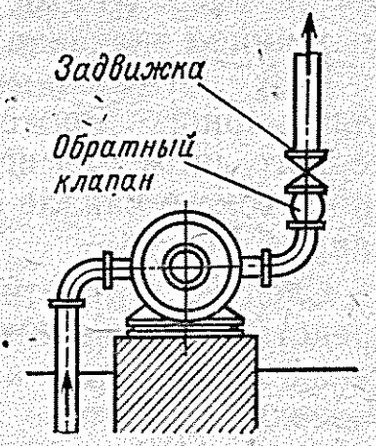


Рис. 5.12. Схема насоса с задвижкой и обратным клапаном

Следует отметить, что в этом случае при определенных условиях повышение давления может быть больше, чем вычисленное по формуле Н. Е. Жуковского.

5.8. Равномерное движение в открытых руслах. Гидравлический расчет открытых каналов и безнапорных трубопроводов

Открытые русла могут быть естественными или *искусственными.*

К естественным открытым руслам относятся реки и ручьи, к искусственным — каналы, безнапорные трубы (например, дренажные), гидротехнические туннели и т. д.

[1] Обратный клапан устанавливается для того, чтобы не допустить обратного движения потока при гидравлическом ударе через насос в приемный резервуар, так как в противном случае насос с двигателем превращается в турбину с генератором, а это может привести к аварии оборудования насосной станции.

Особенность движения в открытом русле заключается в том, что поток здесь ограничен не со всех сторон, а имеет свободную поверхность, все точки которой находятся под воздействием одинакового внешнего давления (атмосферного). Равномерное движение жидкости в открытых каналах или в трубопроводах с частично заполненным поперечным сечением устанавливается, когда геометрический уклон трубопровода или дна канала имеет постоянное значение по всей длине и форма поперечного сечения не меняется. Шероховатость стенок канала также должна иметь постоянное значение.

При отмеченных условиях возможно существование равномерного движения. Однако для реализации равномерного движения необходимо еще, чтобы поперечное сечение потока в канале было также постоянным по всей длине канала.

Следует отметить, что безнапорное движение воды представляет значительно более сложное явление по сравнению с напорным движением, так как наличие свободной поверхности потока приводит к изменению площадей живых сечений по длине последнего даже при незначительных препятствиях. Это требует рассмотрения процессов волнообразования, заставляет в некоторых случаях считаться с влиянием сил поверхностного натяжения и т. п.

При гидравлических расчетах открытых каналов и безнапорных трубопроводов ставится задача определения скорости движения жидкости в канале, площади сечения и наивыгоднейшей формы канала.

При равномерном движении жидкости в открытом русле гидравлический $i_г$ и пьезометрический $i_п$ уклоны, а также уклон дна русла $i_д$ равны между собой:

$$i_г = i_п = i_д. \qquad (5.29)$$

С учетом равенства (5.29) открытые каналы и безнапорные трубопроводы рассчитываются по формулам, которые были выведены ранее для напорных трубопроводов (формулы Шези и Павловского). Значения коэффициента шероховатости n для широкого диапазона условий приведены в приложении 2.

Как следует из формулы Шези, канал будет обладать наивыгоднейшей формой, если при заданной площади поперечного сечения он будет иметь наименьший смоченный периметр. При этом канал будет обеспечивать наибольший расход. Наиболее выгодными профилями каналов являются круг и полукруг. На практике чаще применяются каналы трапецеидальной формы, поскольку выполнить в грунте полукруглое сечение достаточно трудно.

Более подробные сведения о движении воды в открытых руслах можно почерпнуть в специальной литературе.

5.9. Сложные трубопроводы

Расчет сложных трубопроводов не входит в содержание общего курса гидравлики и обычно изучается в специальных курсах. Поэтому ограничимся рассмотрением только простейших примеров сложных трубопроводов и приведем лишь основы их гидравлического расчета (местные сопротивления при этом учитывать не будем).

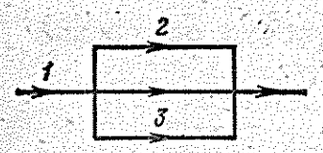


Рис. 5.13. Схема параллельного соединения трубопроводов

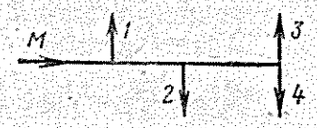


Рис. 5.14. Схема разветвленных трубопроводов

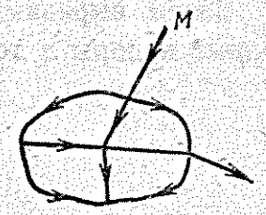


Рис. 5.15. Схема кольцевых трубопроводов

Сложные трубопроводы делятся на следующие основные виды:

1. Параллельное соединение, когда к основной магистрали *1* подключены параллельно еще одна или несколько труб (*2*, *3* на рис. 5.13).

2. Разветвленные трубопроводы, в которых жидкость из основной магистрали M подается в боковые ответвления (*1*—*4*) и обратно в магистраль не поступает (рис. 5.14).

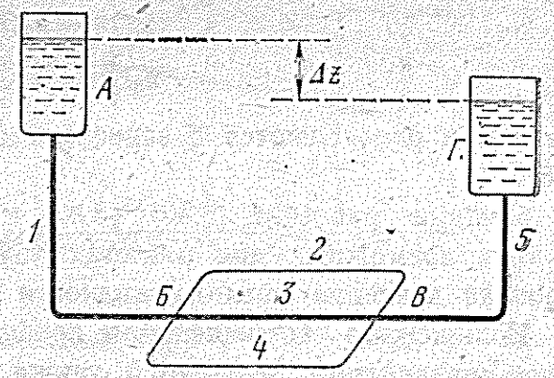


Рис. 5.16. Схема для расчета параллельного соединения трубопроводов

3. Кольцевые трубопроводы, представляющие собой замкнутую сеть (кольцо), питаемую от основной магистрали M (рис. 5.15).

В сложных трубопроводах различают:

1) транзитный расход, т. е. расход, передаваемый по магистрали;

2) путевой (или попутный), отбираемый из магистрали в ряде промежуточных точек по пути движения жидкости (иногда этот расход называют еще сбросным).

В случае параллельного соединения трубопроводов (рис. 5.16) магистральный трубопровод в некоторой точке *Б* разветвляется на несколько параллельных линий *2*, *3*, *4*, сходящихся затем опять вместе в одной общей точке магистрали *В*.

Обозначим полные напоры в точках *Б* и *В* соответственно через $H_б$ и $H_в$; расход в основной магистрали (т. е. до разветвления и после слияния) через Q, а в параллельных трубопроводах через Q_2, Q_3 и Q_4; суммарные потери напора в этих трубопроводах через Σh_2, Σh_3 и Σh_4. Позиции *1* и *5* — вход и выход основной магистрали.

Прежде всего запишем следующее очевидное соотношение:

$$Q=Q_2+Q_3+Q_4. \tag{5.30}$$

Затем выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках *Б* и *В*:

$$\Sigma h_2=H_Б-H_В;$$

$$\Sigma h_3=H_Б-H_В;$$

$$\Sigma h_4=H_Б-H_В.$$

Отсюда делаем следующий важный вывод:

$$\Sigma h_2=\Sigma h_3=\Sigma h_4, \tag{5.31}$$

т. е. потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой.

Эти потери можно выразить в общем виде через соответствующие расходы при помощи уравнений (5.4)—(5.6) для соответствующих режимов течения.

Следовательно, в дополнение к (5.30) получаем на основании (5.31) еще два уравнения:

$$k_2Q^n{}_2=k_3Q^n{}_3; \tag{5.32}$$

$$k_3Q^n{}_3=k_4Q^n{}_4, \tag{5.33}$$

где k и n определяются в зависимости от режима течения из (5.4)—(5.6).

Система уравнений (5.30), (5.32) и (5.36) позволяет решить любую из трех возможных при расчетах трубопроводов задач (определение перепада давления, расхода жидкости или диаметра трубопровода).

Изложенные соотношения и правила для параллельных трубопроводов справедливы, разумеется, также в том случае, когда трубопроводы *2*, *3*, *4* (рис. 5.16) не сходятся в одной точке, а подают жидкость в разные места, но с одинаковыми давлениями и равными нивелирными высотами конечных сечений. Если же последнее условие не соблюдается, то рассматриваемые трубопроводы нельзя считать параллельными, а следует отнести к разряду разветвленных трубопроводов.

На рис. 5.17 изображен такой разветвленный трубопровод, в котором точки *В* и *Г* расположены в разных горизонтальных плоскостях,

Так же, как и для параллельных трубопроводов,

$$Q=Q_2+Q_3.$$

Записав уравнение Бернулли для точки *Б* и для конечной точки, например, трубопровода *2*, получим (пренебрегая разностью скоростных высот):

$$\frac{p_В}{\rho g}=z_В+\frac{p_В}{\rho g}+\Sigma h_2-z_Б.$$

Обозначая сумму двух первых членов в правой части уравнения через z'_2 и выражая третий член через расход (как это делалось ранее), получаем

$$\frac{p_Б}{\rho g}=z'_2-z_Б+k_2Q^n{}_2.$$

Аналогично для трубы *3* можно записать:

$$\frac{p_Б}{\rho g}=z'_3-z_Б+k_3Q^n{}_3.$$

Таким образом, получаем систему трех уравнений с тремя неизвестными Q_2, Q_3 и $p_Б$.

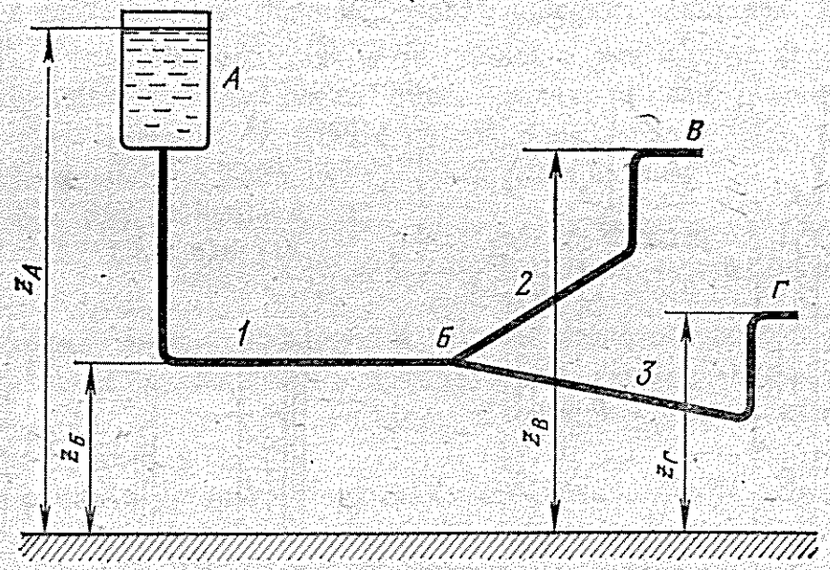


Рис. 5.17. Схема для расчета разветвленного трубопровода:
обозначения те же, что и на рис. 5.16

Расчет кольцевых трубопроводов производится по такой же схеме, как и для параллельного соединения. Задача усложняется только тем (и это является характерной особенностью кольцевого трубопровода), что при наличии в трубопроводе нескольких расходных пунктов (рис. 5.18) приходится задаваться значениями расходов Q_2, Q_3 и Q_4 и направлением движения жидкости на отдельных участках кольца.

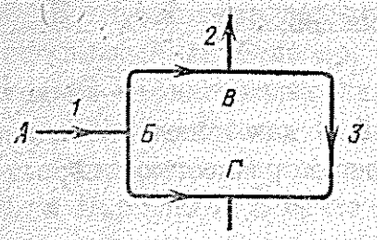


Рис. 5.18. Схема для расчета кольцевых трубопроводов:
обозначения те же, что и на рис. 5.16

Задача решается методом последовательных приближений. Если в первом предположении принять, например, что точка B питается только с одной стороны, а точка $Г$ — с двух сторон, то, как это следует из свойств параллельного соединения, необходимо, чтобы потери напора на участке $БГ$ равнялись сумме потерь на участках $БВ$ и $ВГ$:

$$h_{БГ} = h_{БВ} + h_{ВГ}.$$

Расчет производится до тех пор, пока путем изменений значений расхода и направления движения жидкости не будет достигнуто указанное равенство потерь.

5.10. Гидравлические затворы

Основные принципы гидравлики нашли применение в создании конструкций гидравлических затворов, которые широко применяются в системах регенерации паровых турбин.

Типичные формы гидравлического затвора приведены на рис. 5.19. Принцип действия гидравлического затвора заключается в следующем. Столб конденсата h представляет собой гидравлический затвор, запирающий выход пара наружу. Высота затвора, м,

$$h = (p_1 - p_2)/\rho g;$$
$$h = 10(p_1 - p_2), \qquad (5.34)$$

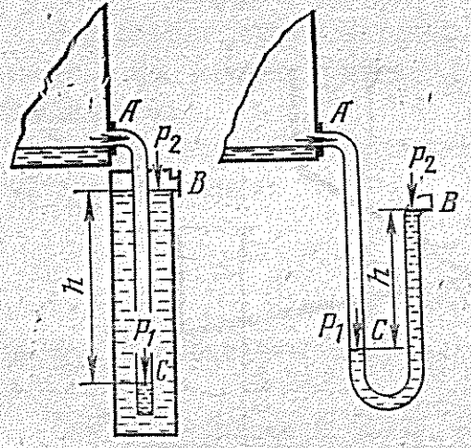


Рис. 5.19. Формы гидравлических затворов

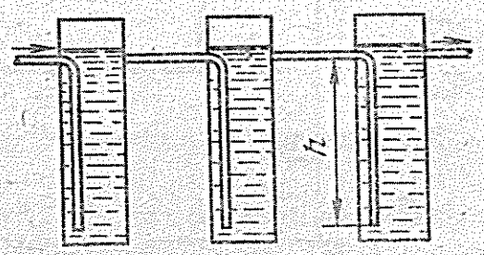


Рис. 5.20. Батарея затворов

где p_1 — давление пара в начале гидравлического затвора, Па; p_2 — давление среды, в которую отводится конденсат, Па; ρ — плотность конденсата (принимается равной 1000 кг/м³); g — ускорение свободного падения.

Формула (5.34) справедлива для неподвижного столба конденсата в гидравлическом затворе. Уменьшение высоты гидравлического затвора при нормальных скоростях конденсата незначительно, и им обычно

пренебрегают. При точном расчете необходимо учитывать все особенности движения жидкости в трубопроводах, изложенные выше. К достоинствам гидравлических затворов относятся простота их устройства и отсутствие движущихся частей.

Недостатками гидравлических затворов являются пропуск несконденсировавшегося пара, выброс конденсата при повышении давления пара в теплообменном аппарате и большая высота (на каждую атмосферу давления его высота должна быть не менее 10 м). Для устранения этого недостатка применяют батарею затворов, соединенных друг с другом последовательно (рис. 5.20).

ПРИМЕРЫ

Пример 5.1. Для сифона, соединяющего резервуары *1* и *2* (см. рис. 5.6) с разностью уровней воды в них $H=6$ м, длиной $l=300$ м и диаметром $d=0{,}2$ м, определить скорость движения воды w, расход Q, а также величину вакуума $h_{вак}$, если известна высота сифона $z=4$ м.

Решение. Сначала определим скорость движения воды w. Так как весь напор H (разность уровней в резервуарах) затрачивается на преодоление сопротивлений, можем написать следующее равенство:

$$H = \Sigma h_{пот},$$

где $\Sigma h_{пот}$ — сумма потерь напора (по длине и местных) в сифоне.

Местными сопротивлениями здесь являются закругления, вход в трубу через приемный клапан с сеткой и выход из трубы. Следовательно, суммарный коэффициент сопротивления сифона

$$\zeta_{сиф} = \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{вх} + 3\zeta_{закр} + \zeta_{вых}.$$

Для определения коэффициента гидравлического трения λ воспользуемся таблицей, приведенной в приложении 1, где значение λ вычислено по формуле Павловского при коэффициенте шероховатости $n=0{,}012$. Для $d=0{,}2$ м $\lambda=0{,}0263$.

Коэффициент местного сопротивления входа в трубу через приемный клапан с сеткой $\zeta_{вх}$ примем равным 5,2.

Значения коэффициентов сопротивления закруглений приводятся ниже:

d, мм	50; 100	150; 200	250	300; 500	400; 450
$\zeta_{закр}$	0,36	0,37	0,4	0,42	0,45
d, мм	500	600	700; 800	900	1000
$\zeta_{закр}$	0,46	0,47	0,48	0,49	0,5

Для нашего примера при $d=0{,}2$ м $\zeta_{закр}=0{,}37$, а $3\zeta_{закр}=1{,}11$.

Коэффициент сопротивления выхода из трубы $\zeta_{вых}$ примем равным 1.

Тогда

$$\zeta_{\text{сиф}} = 0{,}0263\,\frac{300}{0{,}2} + 5{,}2 + 1{,}11 + 1 = 45{,}76.$$

Согласно зависимости (3.36)

$$H = (\zeta_l + \Sigma\zeta_{\text{м}})\,\frac{w^2}{2g} = \zeta_{\text{сиф}}\,\frac{w^2}{2g},$$

откуда скорость движения воды в сифоне

$$w = \sqrt{\frac{H \cdot 2g}{\zeta_{\text{сиф}}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 19{,}62}{45{,}76}} = 1{,}6 \text{ м/с}.$$

Тогда пропускная способность сифона определится как

$$Q = wS = 1{,}6\,\frac{3{,}14 \cdot 0{,}2^2}{4} = 0{,}05 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Значение вакуума, создаваемого в сечении *II-II*, определим по (5.22).

Сначала найдем суммарный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\zeta_{\text{м}}$ на длине от входа в сифон до сечения *II-II*. В этот коэффициент войдет коэффициент сопротивления входа через приемный клапан с сеткой $\zeta_{\text{вх}}=5{,}2$ и коэффициент местного сопротивления одного закругления, т. е.

$$\Sigma\zeta_{\text{м}} = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{закр}} = 5{,}2 + 0{,}37 = 5{,}57.$$

При определении соответствующего значения $\lambda l/d$ примем, что длина трубы на рассматриваемом участке равна 80 м. Тогда

$$\lambda(l/d) = 0{,}0263\,(80/0{,}2) = 10{,}5.$$

Следовательно,

$$h_{\text{вак}} = z + \left(1 + \Sigma\zeta_{\text{м}} + \lambda\frac{l}{d}\right)\frac{w^2}{2g} =$$

$$= 4 + (1 + 5{,}57 + 10{,}5)\,\frac{1{,}6^2}{19{,}62} = 4 + 2{,}23 = 6{,}23 \text{ м вод. ст.}$$

Значение вакуума получилось вполне допустимым, что позволяет при необходимости увеличить высоту расположения сифона до предельно допустимого значения:

$$z_{\text{пред}} = 7 - 2{,}23 = 4{,}77 \text{ м}.$$

Пример 5.2. Определить давление гидравлического удара при внезапном закрытии задвижки в трубопроводе, по которому перекачивается жидкость, имеющая плотность 820 кг/м³, со скоростью 2 м/с. Скорость распространения звука в жидкости 1000 м/с.

Решение. Определим приращение давления в трубопроводе:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho w a = 820 \cdot 2 \cdot 1000 = 1{,}64 \text{ МПа}.$$

Пример 5.3. Определить удельное линейное падение давления в трубопроводе тепловой сети. Внутренний диаметр трубопровода $d=0{,}1$ м; температура воды $t=150$ °С; скорость воды $w=2$ м/с; эквивалентная шероховатость труб $k_{\text{э}}=0{,}5$ мм.

Ответ: $h_{\text{л.уд}}=720$ Па/м.

Пример 5.4. Определить потерю напора в прямом трубопроводе длиной $l=1000$ м, по которому перекачивается жидкость плотностью $\rho=900$ кг/м³ в количестве $Q=3{,}14\cdot10^{-2}$ м³/с. Внутренний диаметр трубопровода $d=0{,}2$ м; коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda=0{,}04$.

Ответ: $h=0{,}09$ МПа.

Пример 5.5. Определить повышение давления Δp, возникающее при внезапном закрытии задвижки на водопроводной трубе, если скорость движения воды 1 м/с. Скорость распространения ударной волны принять равной 1000 м/с.

Ответ: $\Delta p=1$ МПа.

Пример 5.6. Определить минимальное время закрытия задвижки на трубопроводе длиной $l=500$ м при скорости воды $w=2$ м/с, если допустимое повышение давления не должно превышать 0,5 МПа.

Ответ: $t=4$ с.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте классификацию трубопроводов.
2. Дайте определение простого трубопровода.
3. Может ли для перекачки жидкости использоваться давление газа?
4. Из каких составляющих складываются потери напора в трубопроводах?
5. Какие трубопроводы считаются короткими?
6. Приведите примеры длинных трубопроводов.
7. Какие задачи ставятся при расчете простых трубопроводов?
8. В чем заключается основной принцип построения номограмм для расчета трубопроводов?
9. Каково назначение номограмм для расчета трубопроводов?
10. Как выбирается диаметр трубы по ГОСТ?
11. Каким способом оценивается наивыгоднейший диаметр трубопровода?
12. В чем заключаются преимущества графического изображения зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе?
13. Имеется ли различие в характере поведения кривых потребного напора для ламинарного и турбулентного режимов течения?

14. Какой трубопровод называется самотечным?

15. Дайте определение гидравлической характеристики трубопровода.

16. Дайте определение сифонного трубопровода.

17. Комплекс каких мероприятий необходимо провести для того, чтобы сифон начал пропускать жидкость?

18. Какие характеристики сифона обычно определяют расчетом?

19. Какое значение вакуума следует принимать при расчете сифонов?

20. Поясните понятие кавитации.

21. Какие физические явления приводят к разрушению металлических стенок при кавитации?

22. В каком месте проточного тракта происходит разрушение материала при кавитации?

23. Как изменяется сопротивление трубопровода при кавитации?

24. Возможно ли возникновение кавитации в трубах постоянного сечения?

25. Назовите фамилию ученого, первым давшего теоретическое обоснование гидравлического удара.

26. Поясните сущность процессов, происходящих при гидравлическом ударе.

27. Приведите пример полезного использования явления гидравлического удара.

28. Напишите выражение для определения ударного давления.

29. Из каких слагаемых состоит полное давление в трубопроводе при гидравлическом ударе в нем?

30. Назовите порядок величины скорости распространения ударной волны для известных жидкостей.

31. Перечислите способы борьбы с гидравлическим ударом.

32. В чем заключается особенность движения жидкости в открытом русле?

33. Напишите формулу Шези и поясните ее.

34. Перечислите наиболее выгодные профили каналов.

35. Поясните понятия положительного и отрицательного гидравлического удара.

36. К каким последствиям может привести отрицательный гидравлический удар?

37. Поясните принцип действия гидравлического затвора.

38. Нарисуйте схему и поясните принцип действия батареи гидравлических затворов.

Часть вторая
НАСОСЫ

Глава шестая
ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНЫ

6.1. Технические показатели и характеристики насосов

Насос — это машина, в которой происходит преобразование механической энергии привода в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости, благодаря чему осуществляется ее движение. Насосами перекачиваются холодная, горячая и перегретая вода, различные жидкости (как холодные, так и горячие), нефть, нефтепродукты, глинистые и цементные растворы и др.

На тепловых и атомных электрических станциях насосное хозяйство представлено весьма широким спектром всевозможных агрегатов: питательные насосы, циркуляционные насосы, насосы перекачки конденсата греющего пара регенеративных подогревателей низкого давления, насосы химводоочистки, сетевые, подпиточные, конденсатные насосы сетевой подогревательной установки и др.

Насосы применяются в бурении скважин, глубинно-насосной эксплуатации нефтяных месторождений, транспорте нефти и нефтепродуктов по магистральным трубопроводам, при технологических операциях на нефтеперерабатывающих заводах и нефтебазах.

Насосы имеют следующие основные технические показатели и характеристики[1].

6.2. Классификация насосов

В соответствии с ГОСТ 17398-72 виды насосов по принципу действия и конструкции насчитывают 130 наименова-

[1] Термины и определения даны в соответствии с ГОСТ 17398-72. — М.: Изд-во стандартов, 1974.

Термин	Определение
Объемная подача (подача насоса)	Отношение объема подаваемой жидкой среды ко времени
Массовая подача	Отношение массы подаваемой жидкой среды ко времени
Идеальная подача насоса	Сумма подачи и объемных потерь насоса
Рабочий объем насоса	Разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема за один оборот или двойной ход рабочего органа насоса
Отклонение подачи насоса	Разность фактической подачи насоса и подачи, заданной для данного давления
Давление на входе в насос	Давление жидкой среды на входе в насос
Давление на выходе из насоса	Давление жидкой среды на выходе из насоса
Давление насоса	Величина, определяемая зависимостью $$p = p_н - p_в + \rho \frac{w^2_н - w^2_в}{2} + \rho g (z_н - z_в),$$ где $p_н$ и $p_в$ — давления на выходе и на входе в насос, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; $w_н$ и $w_в$ — скорость жидкой среды на выходе и на входе в насос, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; $z_н$ и $z_в$ — высота центра тяжести сечений выхода и входа в насос, м
Предельное давление насоса	Наибольшее давление на выходе из насоса, на которое рассчитана конструкция насоса
Давление полного перепуска	Давление на выходе из насоса при перепуске всей подаваемой жидкой среды через предохранительный клапан
Удельная работа насоса	Работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкой среды
Полезная удельная работа насоса	Величина, определяемая зависимостью $$L_п = p/\rho,$$ где p — давление насоса, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; $L_п$ — полезная удельная работа насоса, Дж/кг
Напор насоса	Величина, определяемая зависимостью $$H = p/\rho g,$$ где p — давление насоса, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; g — ускорение свободного падения, м/с²; H — напор, м
Кавитационный запас	Величина, определяемая зависимостью $$\Delta h = \frac{p_в + \rho \frac{w^2_в}{2} - p_п}{\rho g},$$

Термин	Определение
Кавитационный запас	где $p_в$ — давление на входе в насос, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; $w_в$ — скорость жидкой среды на входе в насос, м/с; $p_п$ — давление паров жидкой среды, Па; Δh — кавитационный запас, м Кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения его основных технических показателей
Допустимый кавитационный запас	Величина, определяемая зависимостью $$H_в = \frac{p_0 - \left(p_в + \rho \frac{w^2_в}{2}\right)}{\rho g},$$ где p_0 — давление окружающей среды, Па; $p_в$ — давление на входе в насос, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; $w_в$ — скорость жидкой среды на входе в насос, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; $H_в$ — вакуумметрическая высота всасывания, м
Вакуумметрическая высота всасывания	Вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения его основных технических показателей. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания обычно указывается в каталогах насосов при атмосферном давлении 10 м вод. ст. и температуре воды 20 °С. Если условия работы насоса отличаются от этих значений, то допустимую вакуумметрическую высоту всасывания определяют путем пересчета
Допустимая вакуумметрическая высота всасывания	Разность высоты уровня жидкой среды в опорожняемой емкости и центра тяжести сечения входа в насос
Подпор	Высота самозаполнения подводящего трубопровода самовсасывающим насосом (агрегатом)
Высота самовсасывания	Разность фактического напора насоса и заданного для данной подачи
Отклонение напора насоса	Мощность, потребляемая насосом
Мощность насоса	Мощность, потребляемая насосным агрегатом или насосом, в конструкцию которого входят узлы двигателя
Мощность насосного агрегата	Мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде и определяемая зависимостью $$N_п = Qp = Q_м L_п,$$
Полезная мощность насоса	

Продолжение

Термин	Определение
Полезная мощность насоса	где Q — подача насоса, м³/с; p — давление насоса, Па; $Q_м$ — массовая подача насоса, кг/с; $L_п$ — полезная удельная работа насоса, Дж/кг; $N_п$ — полезная мощность насоса, Вт
КПД насоса	Отношение полезной мощности к мощности насоса
КПД насосного агрегата	Отношение полезной мощности насоса к мощности насосного агрегата
Гидравлический КПД	Отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе
Объемный КПД насоса	Отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками
Коэффициент подачи насоса	Отношение подачи насоса к его идеальной подаче
Механический КПД насоса	Величина, выражающая относительную долю механических потерь в насосе
Характеристика насоса	Графическая зависимость его основных технических показателей от давления для объемных насосов и от подачи для динамических насосов при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос
Кавитационная характеристика насоса	Графическая зависимость его основных технических показателей от кавитационного запаса или вакуумметрической высоты всасывания при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос, давления для объемных насосов и подачи для динамических насосов
Рабочая характеристика насоса	Зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация
Регулировочная характеристика насоса	Графическая зависимость подачи от частоты вращения (циклов) или длины хода рабочего органа при постоянных значениях вязкости, плотности жидкой среды в насосе и давления на входе и выходе насоса
Характеристика самовсасывания	Графическая зависимость подачи газа, удаляемого самовсасывающим насосным агрегатом из подводящего трубопровода, от давления на входе в насос
Поле насоса	Рекомендуемая область применения насоса по подаче и напору, получаемая изменением частоты вращения или обточкой рабочего колеса по внешнему диаметру

Продолжение

Термин	Определение
Индикаторная диаграмма насоса	Графическая зависимость изменения давления от времени или перемещения рабочего органа в замкнутом объеме, попеременно сообщаемом со входом и выходом насоса
Номинальный режим	Режим работы насоса, обеспечивающий заданные технические показатели
Оптимальный режим насоса	Режим работы насоса при наибольшем значении КПД
Кавитационный режим насоса	Режим работы насоса в условиях кавитации, вызывающей изменение его основных технических показателей

ний. Подробное их рассмотрение в настоящем учебнике невозможно из-за ограниченности объема, поэтому остановимся лишь на некоторых укрупненных показателях.

По виду рабочей камеры и сообщения ее со входом и выходом насоса различают два основных класса насосов: *динамические и объемные*. К динамическим относятся насосы лопастные, электромагнитные и трения. В этих насосах жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся со входом и выходом насоса. К объемным относятся насосы возвратно-поступательные, роторные, крыльчатые и др. В этих насосах жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса.

Подробно виды насосов по принципу действия и конструкции приведены в приложении 3.

6.3. Напор, развиваемый насосом. КПД насоса

Напор насоса H представляет собой разность энергий единицы массы жидкости (в полном соответствии с понятием напора жидкости из § 2.4) в сечениях потока после насоса и перед ним. В поле сил тяжести напор насоса согласно уравнению Бернулли (2.31) равен разности энергий жидкости после насоса $z_н + \frac{p_н}{\rho g} + \frac{w^2_н}{2g}$ и перед ним $z_в + \frac{p_в}{\rho g} + \frac{w^2_в}{2g}$:

$$H = (z_н - z_в) + \frac{p_н - p_в}{\rho g} + \frac{w^2_н - w^2_в}{2g}, \qquad (6.1)$$

выражается в метрах столба перемещаемой жидкости. В уравнении (6.1) индексы означают: «н» — сторону нагнетания; «в» — сторону всасывания.

Определение напора насоса. Схема измерения напора изображена на рис. 6.1.

Напор насоса равен разности значений полного напора жидкости за насосом (сечение *н*, рис. 6.1) и перед ним (сечение *в*).

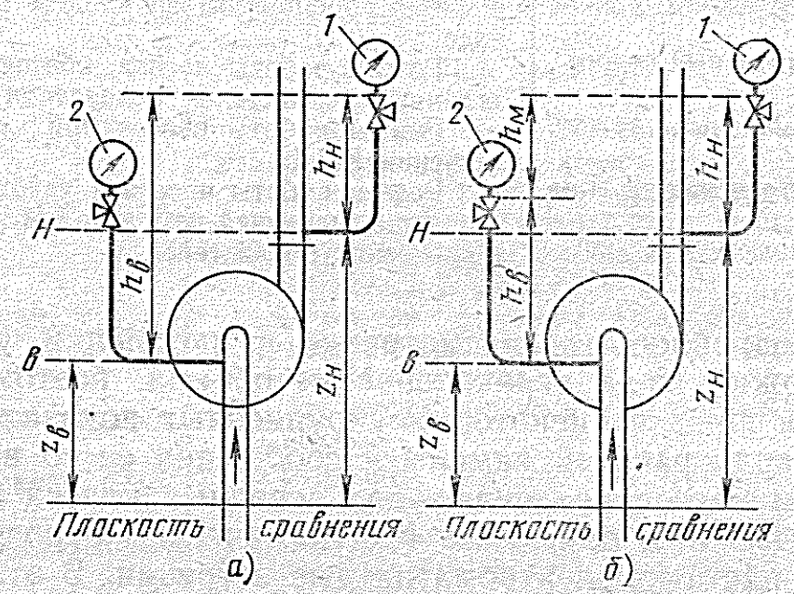


Рис. 6.1. Схема измерения напора

Давление $p_н$ измеряется манометром *1*. Трубка, соединяющая манометр с трубопроводом, после его проливки заполняется жидкостью. Поэтому манометр измеряет давление, отличное от давления в точке замера на величину $h_н$. Введя эту поправку на положение манометра, получим избыточное давление после насоса

$$p_н = M + h_н \rho g, \qquad (6.2)$$

где M — показание манометра с введенной поправкой на систематическую погрешность (поправка вводится по тарировочному графику манометра).

При наличии на стороне всасывания вакуума (рис. 6.1,*а*) давление $p_в$ перед насосом измеряется вакуумметром *2*. Поправка на положение вакуумметра не вводится, так как соединительная трубка при продувке заполняется воздухом. Учитывая, что вакуум является отрицательным избыточным давлением, получаем избыточное давление перед насосом

$$p_в = -B,$$

где B — показание вакуумметра с введенной поправкой на систематическую погрешность.

Отсюда при наличии вакуума в подводящем трубопроводе напор насоса

$$H = z_н - z_в + \frac{M}{\rho g} + h_н + \frac{B}{\rho g} + \frac{w^2_н - w^2_в}{2g}. \qquad (6.3)$$

Обозначив $h_в = z_н - z_в + h_н$ — разность уровней установки манометра [1] и точки включения вакуумметра, получим

$$H = \frac{M}{\rho g} + \frac{B}{\rho g} + h_в + \frac{w^2_н - w^2_в}{2g}. \qquad (6.4)$$

Если в подводящем трубопроводе не вакуум, а избыточное давление (рис. 6.1,*б*), то

$$p_в = M_в + h_п \rho g,$$

где $M_в$ — показание манометра, установленного на подводящем трубопроводе насоса, с введенной поправкой на систематическую погрешность; $h_п$ — поправка на положение этого манометра.

Следовательно, при наличии у входа в насос избыточного давления напор насоса

$$H = z_н - z_в + \frac{M}{\rho g} + h_н - \frac{M_в}{\rho g} - h_в + \frac{w^2_н - w^2_в}{2g}.$$

Обозначив через $h_м = z_н - z_в + h_н - h_в$ разность уровней установки манометров M и $M_в$, получим

$$H = \frac{M}{\rho g} - \frac{M_в}{\rho g} + h_м + \frac{w^2_н - w^2_в}{2g}. \qquad (6.5)$$

Разность скоростных напоров, входящая в приведенные выше уравнения,

$$\frac{w^2_н - w^2_в}{2g} = \frac{1}{2g}\left[\left(\frac{Q}{\pi d^2_н/4}\right)^2 - \left(\frac{Q}{\pi d^2_в/4}\right)^2\right] = 0{,}0827\left(\frac{1}{d^4_н} - \frac{1}{d^4_в}\right)Q^2, \qquad (6.6)$$

где Q — подача насоса, м³/с; $d_н$ — диаметр напорного трубопровода, м; $d_в$ — диаметр подводящего трубопровода, м.

Поскольку в дальнейшем изложении основное внимание будет уделено центробежным насосам, отметим, что для нормальной работы центробежных насосов вакуум в их всасывающем патрубке не должен превышать допустимой вакуумметрической высоты всасывания, которая обычно не превышает 6—7 м.

Насосным агрегатом называется агрегат, состоящий из насоса или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой.

[1] При проверке пружинных манометров на прессовом устройстве эталонное давление устанавливается на уровне нижнего обреза шестигранной головки штуцера манометра. Этот уровень и является уровнем, на котором манометр измеряет давление.

Насосной установкой называется насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса. На рис. 6.2 приведена одна из возможных схем такой установки.

При расчете и проектировании насосных установок наиболее важным являются следующие задачи: определение напора, мощности насоса и проверка процесса всасывания.

Для подъема жидкости по всасывающему трубопроводу, когда насос располагается выше уровня жидкости в приемнике, необходимо создать в насосе разрежение, т. е.

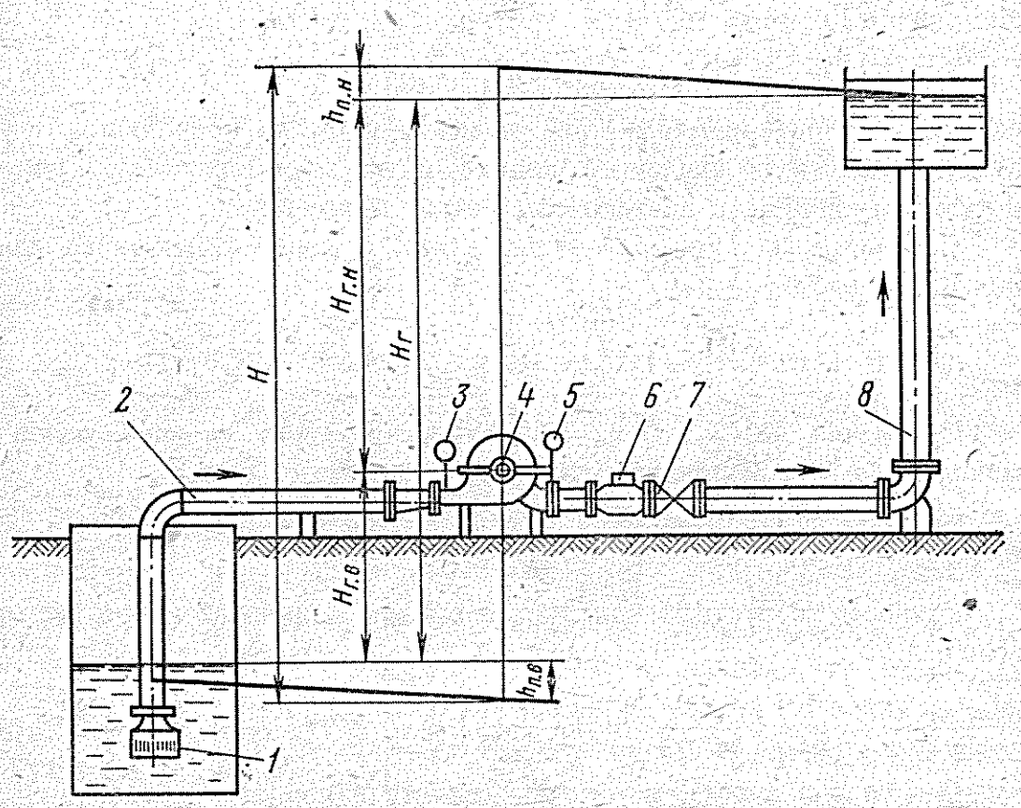


Рис. 6.2. Схема насосной установки:
1 — приемный клапан; *2* — всасывающий трубопровод; *3* — вакуумметр; *4* — насос; *5* — манометр; *6* — обратный клапан; *7* — задвижка; *8* — напорный трубопровод

надо, чтобы давление в насосе на стороне всасывания было меньше давления на свободной поверхности в приемном резервуаре, откуда забирается жидкость. Получающаяся разность давлений и является основной причиной поступления жидкости по всасывающему трубопроводу из приемника в насос.

Применив уравнение Бернулли, записанное в форме (2.31), к схеме насосной установки, изображенной на рис. 6.2, можно записать сумму потерь напора для всех

участков установки в следующем виде:

$$H_{\Sigma}=H_{г.в}+H_{г.н}+h_{в}+h_{н}. \qquad (6.7)$$

Это уравнение справедливо при равенстве давлений на свободных поверхностях жидкости в приемнике и в резервуаре.

В (6.7) $H_{г.в}$ — геометрическая высота всасывания; $H_{г.н}$ — геометрическая высота нагнетания; $h_{в}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе (с арматурой); $h_{н}$ — потери напора в напорном трубопроводе (с арматурой); H_{Σ} — суммарные потери напора.

Коэффициент подачи может колебаться в широких пределах в зависимости от размеров насоса, вязкости перекачиваемой жидкости, частоты вращения вала, развиваемого напора и др. Коэффициент подачи больших насосов достигает 0,97—0,99, а малых — 0,85—0,9.

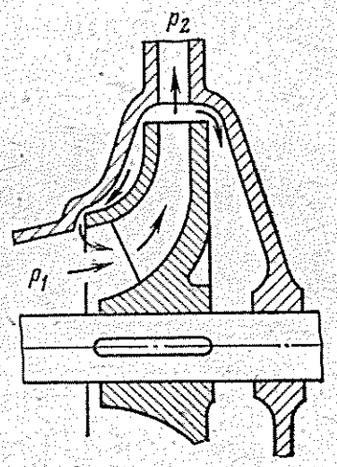


Рис. 6.3. Схема утечек жидкости в насосе

При увеличении вязкости перекачиваемой жидкости коэффициент подачи снижается. Уменьшение коэффициента вызывает также увеличение частоты вращения.

Большой напор приводит к увеличению утечек жидкости через неплотности и уменьшению подачи.

Для поршневых насосов объемный КПД лежит в пределах 0,85—0,99, гидравлический — 0,70—0,98, механический — 0,85—0,95. Коэффициент полезного действия малых поршневых насосов составляет 0,7, а для крупных современных насосов — 0,9 и более.

На рис. 6.3 стрелками показаны направления утечек в центробежном насосе, где часть жидкости перетекает обратно во всасывающую трубу через зазоры между колесом и всасывающим патрубком.

Для центробежных насосов объемный КПД составляет 0,96—0,98, гидравлический — 0,8—0,96, механический — 0,92—0,99.

6.4. Определение мощности насоса и выбор двигателя

Потребляемой мощностью насоса называется энергия, подводимая к насосу от двигателя за единицу времени. Потребляемую мощность определяют следующим образом. Каждая единица массы жидкости, прошедшая через насос, приобретает энергию в количестве gH, Дж/кг. За единицу

времени через насос проходит жидкость массой $Q\rho$. Следовательно, энергия, приобретенная за единицу времени жидкостью, прошедшей через насос, или полезная мощность насоса, Вт (кВт):

$$\left.\begin{aligned} N_{\text{п}} &= Q\rho gH; \\ N_{\text{п}} &= \frac{Q\rho gH}{1000}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.8)$$

Потребляемая насосом мощность N больше полезной мощности $N_{\text{п}}$ на величину потерь мощности в насосе. Эти потери оцениваются КПД насоса η, который равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой им мощности двигателя:

$$\eta = N_{\text{п}}/N. \qquad (6.9)$$

Если КПД известен, то из уравнений (6.8) и (6.9) можно определить потребляемую насосом мощность

$$\left.\begin{aligned} N &= N_{\text{п}}/\eta = \frac{Q\rho gH}{\eta}, \\ \text{или} \quad N &= \frac{Q\rho gH}{1000\eta}. \end{aligned}\right\} \qquad (6.10)$$

В практике различают характерные значения мощностей: номинальная (паспортная) $N_{\text{ном}}$ — мощность насоса при $Q_{\text{ном}}$, $H_{\text{ном}}$, $n_{\text{ном}}$; оптимальная $N_{\text{опт}}$ — мощность насоса в режиме с максимальным КПД; мощность холостого хода, т. е. при нулевой подаче N_0 в режиме с $Q=0$.

Мощность насосного агрегата $N_{\text{а}}$ в случае электрического привода насоса — электрическая мощность на зажимах электродвигателя.

Мощность насосного агрегата больше мощности насоса на величину потерь мощности в двигателе и передаче.

Коэффициент полезного действия насоса выражают как произведение трех коэффициентов, характеризующих отдельные виды потерь энергии в насосе:

$$\eta = \eta_{\text{г}}\eta_{\text{об}}\eta_{\text{мех}}, \qquad (6.11)$$

где $\eta_{\text{г}}$ — гидравлический КПД насоса; $\eta_{\text{об}}$ — объемный КПД насоса; $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД.

Значения КПД современных динамических насосов лежат в пределах 0,6—0,9.

Для оценки экономичности насосного агрегата в целом служит КПД насосного агрегата (насосной установки) $\eta_{\text{а}}$,

вычисляемый в случае электрического привода насоса как отношение полезной мощности насоса к электрической мощности на зажимах двигателя.

Коэффициент полезного действия агрегата отражает все потери энергии в насосе, двигателе и передаче, и поэтому $\eta_{\text{а}} < \eta$.

Мощность приводного двигателя выбирается по уравнению (6.10), но с учетом возможного отклонения режима работы насоса от его номинального (паспортного) режима. Чтобы не перегружать двигатель на любых режимах, его мощность выбирают большей, чем потребляемая мощность насоса:

$$N_{\text{дв}} = kN/\eta_{\text{п}}, \qquad (6.12)$$

где $N_{\text{дв}}$ — мощность двигателя насоса; k — коэффициент запаса; $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи.

Если насос соединяется с двигателем напрямую (через упругую муфту), то $\eta_{\text{п}}=1$ и уравнение (6.12) перепишется в виде

$$N_{\text{дв}} = kN. \qquad (6.13)$$

Для двигателей мощностью до 50 кВт коэффициент запаса принимается равным $k=1{,}20 \div 1{,}25$, а для двигателей мощностью более 50 кВт $k=1{,}10 \div 1{,}15$.

КПД передачи (редуктора) можно принимать 0,96—0,98.

Электродвигатель выбирают расчетной или ближайшей большей мощности, имеющейся в стандарте, по ГОСТ 12878-67.

6.5. Краткая историческая справка

Исторически получилось так, что первым насосом, появившимся за несколько веков до нашей эры, был объемный. Затем развитие насосов шло по пути создания и совершенствования поршневых конструкций, которые быстро завоевали популярность вследствие простоты конструкции и технологии изготовления.

И в настоящее время проектируется и изготавливается много различных модификаций поршневых насосов.

Однако после разработки Л. Эйлером в 1750 г. математической теории процесса центробежного насоса начинается разработка новых типов насосов.

Центробежные насосы рассчитываются, проектируются и изготавливаются для различных условий работы, что накладывает свой отпечаток на требования, предъявляемые к насосу. Конкретные требования эксплуатации зачастую

заставляют проектантов вводить необходимые изменения в конструкцию, и в результате установка получается оригинальной, не похожей на применявшиеся ранее.

Разнообразие конструкций насосов, работающих в промышленности, велико. Диапазон мощностей тоже весьма велик. Так, например, на тепловых электрических станциях применяются конденсатные насосы мощностью от 3,6 до 1200 кВт и циркуляционные насосы мощностью от 30 до 11 250 кВт.

Накопленный опыт эксплуатации современного насосного оборудования позволяет достаточно уверенно подходить к созданию новых конструкций, необходимость появления которых диктуется бурными темпами современного научно-технического прогресса.

ПРИМЕРЫ

Пример 6.1. Определить полезную мощность насоса, если объемная подача насоса равна 0,2 м³/с, плотность жидкости 800 кг/м³ и напор 100 м.

Решение. Определяем полезную мощность по формуле (6.8)

$$N_{\text{п}}=QH\rho g=0{,}2\cdot 100\cdot 800\cdot 9{,}81=1{,}57\cdot 10^4 \text{ Вт}=15{,}7 \text{ кВт}.$$

Пример 6.2. Определить мощность, потребляемую насосом, если объемная подача равна $Q=0{,}6$ м³/с, напор $H=300$ м, плотность перекачиваемой жидкости $\rho=700$ кг/м³, коэффициент полезного действия насоса $\eta=0{,}8$.

Решение. Из формулы (6.10) $N=\dfrac{0{,}6\cdot 300\cdot 700\cdot 9{,}81}{0{,}8}=1{,}54\times$

$\times 10^6$ Вт или $N=1{,}54\cdot 10^3$ кВт.

Пример 6.3. Определить напор насоса, если манометр на напорном патрубке водопровода показывает 0,981 МПа, а вакуумметр на всасывающем патрубке показывает $p_{\text{в}}=49\cdot 10^3$ Па, расстояние по вертикали между точками установки обоих приборов $\Delta h=0{,}5$ м. Диаметры напорного и всасывающего патрубков равны между собой.

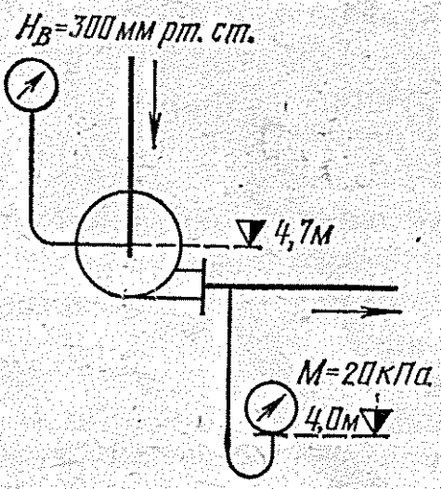


Рис. 6.4. Пример измерения напора насоса

Ответ: $H=105{,}5$ м.

Пример 6.4. Определить напор насоса, подающего воду, плотность которой $\rho=1000$ кг/м³. Схема измерений изображена на рис. 6.4. Диаметры напорного и входного патрубков одинаковы ($w_{\text{н}}=w_{\text{в}}$).

Разность уровней установки манометра и точки включения вакуумметра $h_{\text{в}}=4{,}0-4{,}7=-0{,}7$ м.

Решение. Определяем напор насоса по уравнению (6.4)

$$H=\frac{M}{\rho g}+H_{\text{в}}\frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho}+h_{\text{в}}+\frac{w^2_{\text{н}}-w^2_{\text{в}}}{2g}=\frac{20\cdot 10^3}{1000\cdot 9{,}81}+$$

$$+0{,}3\frac{13\,600}{1000}-0{,}7=5{,}42 \text{ м вод. ст.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какое назначение имеют насосы?
2. Назовите отрасли техники, где находят применение насосы.
3. Какими основными параметрами характеризуются насосы?
4. Что понимается под объемной подачей насоса?
5. Дайте определение напора насоса.
6. Поясните энергетический смысл понятия «напор насоса».
7. Дайте определение мощности насоса.
8. Дайте сравнение мощности насоса и мощности двигателя насоса.
9. Какие виды потерь учитывает КПД насоса?
10. Какие различают высоты всасывания насоса?
11. Как определить допустимую вакуумметрическую высоту всасывания насоса?
12. Как классифицируются насосы по принципу действия?
13. Как определить напор поршневого насоса?
14. Как рассчитать вакуумметрическую высоту всасывания насоса?
15. Каким образом определить напор на работающем насосе?
16. Из каких составляющих складывается вакуумметрическая высота всасывания насоса?
17. Что больше: вакуумметрическая высота всасывания или допустимая вакуумметрическая высота всасывания?
18. Дайте определение гидравлического КПД насоса.
19. Дайте определение объемного КПД насоса.
20. Как определить полезную мощность, необходимую для перекачки жидкости насосом?
21. Как определить КПД насоса?
22. Как определить коэффициент подачи?
23. Какие числовые значения характерны для коэффициента подачи?
24. Что учитывает механический КПД насоса?
25. Какие потери учитывает КПД насоса?
26. В каких пределах лежат числовые значения гидравлического КПД поршневых и центробежных насосов?
27. В каких пределах лежат числовые значения механического КПД поршневых и центробежных насосов?

28. В каких пределах лежат числовые значения КПД поршневых насосов?

29. Что понимается под коэффициентом запаса?

30. Что понимается под КПД передачи?

31. Как выбирают двигатель для насоса?

Глава седьмая

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

7.1. Принцип действия и классификация центробежных насосов

Центробежные насосы широко применяются во всех отраслях народного хозяйства, в том числе в энергетике, для перекачки различных жидкостей. Их преимущества — простота конструкции и удобство в эксплуатации.

Центробежный насос относится к лопастным насосам, в которых жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Центробежный насос (рис. 7.1) состоит из *рабочего колеса 1* с изогнутыми лопастями *4* и неподвижного корпуса *3* спиральной формы. Рабочее колесо насажено на вал, вращение которого осуществляется непосредственно от привода (чаще всего электродвигателя).

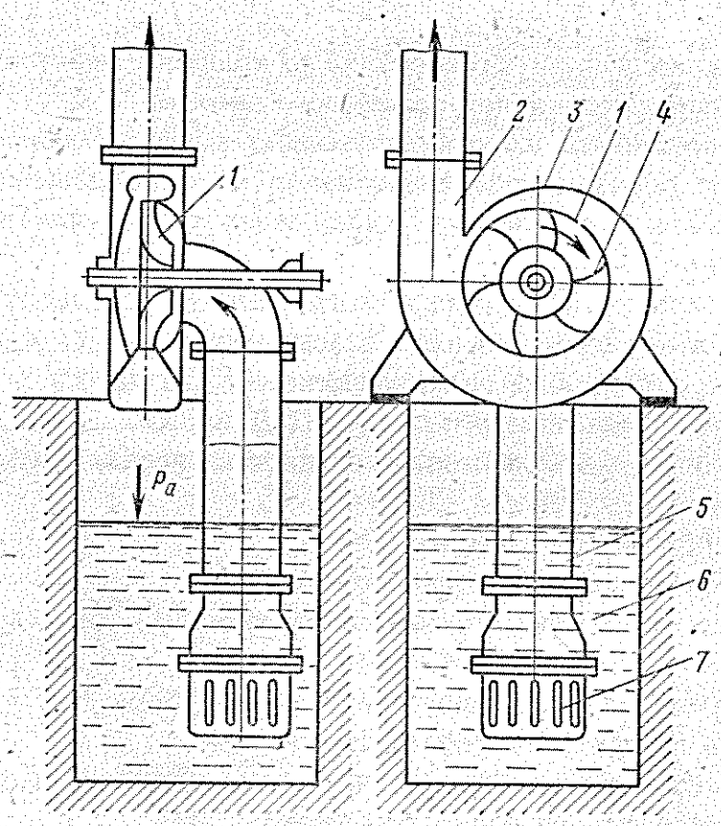


Рис. 7.1. Схема центробежного насоса:
1 — рабочее колесо; *2* — нагнетательный трубопровод; *3* — спиральный корпус; *4* — лопасти; *5* — всасывающий трубопровод; *6* — резервуар; *7* — клапан с сеткой

В корпусе насоса имеются два патрубка для присоединения к всасывающему и нагнетательному трубопроводам. Отверстия в корпусе, через которые проходит вал колеса, имеют сальники для создания необходимой герметичности.

Для предотвращения перетекания жидкости внутри насоса между всасывающим патрубком и колесом устанавливается лабиринтное уплотнение.

Центробежный насос может работать только в том случае, когда его внутренняя полость заполнена перекачиваемой жидкостью.

Принцип действия центробежных насосов заключается в следующем. От вала насоса приводится в движение рабочее колесо, находящееся в корпусе. Колесо при своем вращении захватывает жидкость и благодаря развиваемой центробежной силе выбрасывает эту жидкость через направляющую (спиральную) камеру в нагнетательный трубопровод.

Уходящая жидкость освобождает занимаемое ею пространство в каналах на внутренней окружности рабочего колеса. Давление в этой области понижается, и туда устремляется жидкость из всасывающего трубопровода под действием разности давлений.

Разность давлений в резервуаре и на всасывании насоса должна быть достаточной, чтобы преодолеть давление столба жидкости, гидравлические и инерционные сопротивления во всасывающем трубопроводе.

Если жидкость забирается насосом из открытого резервуара, то всасывание жидкости центробежным насосом происходит под действием перепада давлений, равного разности атмосферного давления и давления на входе в рабочее колесо.

Основным элементом центробежного насоса является рабочее колесо, которое представляет собой, например, отливку из двух дисков, между которыми располагается от 4 до 12 рабочих лопастей. Иногда рабочие колеса выполняют открытыми без переднего диска. Рабочее колесо может быть также сварным, штампованным и фрезерованным.

Спиральный корпус (камера) служит для приема и направления жидкости, а также преобразования кинетической энергии жидкости (скорости), приобретенной от вращающегося рабочего колеса, в потенциальную энергию (давление).

В корпусе насоса устанавливаются опоры для подшипников, в которых вращается вал.

Центробежные насосы классифицируются следующим образом.

1. По числу рабочих колес: одноступенчатые (с одним рабочим колесом); многоступенчатые (с несколькими рабочими колесами).

В многоступенчатых насосах жидкость подается через всасывающий патрубок к центру первого колеса, с периферии этого колеса к центру следующего колеса и т. д. Таким образом, давление жидкости последовательно повышается на каждом рабочем колесе.

Число колес в многоступенчатых насосах может доходить до 10—16.

2. По развиваемому напору: низконапорные (до 50—60 м); средненапорные (до 150—200 м); высоконапорные (более 200 м).

3. По способу подвода жидкости к рабочему колесу: с односторонним подводом (всасыванием); с двусторонним подводом.

4. По расположению вала насоса: горизонтальные; вертикальные.

5. По способу разъема корпуса: с горизонтальным разъемом; с вертикальным разъемом.

6. По способу отвода жидкости из рабочего колеса в камеру: спиральные; секционные.

В спиральных насосах жидкость из рабочего колеса поступает в спиральный корпус и затем в напорный трубопровод. В секционных насосах жидкость из рабочего колеса отводится через направляющий аппарат, который представляет собой неподвижное кольцо с лопастями.

7. По способу соединения с двигателем: соединяемые с двигателем через ускоритель; соединяемые с двигателем напрямую (через упругую муфту).

8. По назначению: для перекачки воды, нефти, холодных и горячих нефтепродуктов, сжиженных газов, масел, органических растворителей и др.; для транспортировки по магистральным трубопроводам нефти и нефтепродуктов.

7.2. Основы теории центробежного насоса. Треугольники скоростей на входе и выходе с лопасти

В центробежном насосе жидкость поступает к оси рабочего колеса и под действием центробежных сил, возни-

кающих при вращении жидкости лопастями рабочего колеса, перемещается к периферии.

При движении жидкости в межлопастном пространстве рабочего колеса различают абсолютную и относительную скорость. *Относительная скорость* потока — скорость относительно рабочего колеса. *Абсолютная скорость* потока — это скорость относительно корпуса насоса.

Абсолютная скорость равна геометрической сумме относительной скорости жидкости и окружной скорости рабочего колеса. Окружная скорость жидкости, выходящей между лопастями рабочего колеса, совпадает с окружной скоростью колеса в данной точке.

Окружная скорость жидкости u_1 на входе в рабочее колесо соответствует частоте точки на внутренней окружности рабочего колеса, м/с

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \omega \frac{D_1}{2}.$$

Окружная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса u_2, м/с:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \omega \frac{D_2}{2},$$

где n — частота вращения рабочего колеса, об/мин; D_1 и D_2 — внутренний и внешний диаметры рабочего колеса, м; ω — угловая частота вращения рабочего колеса, 1/с.

Для упрощения расчетов скорость всех частиц жидкости в рассматриваемом сечении канала принимается одинаковой. В действительности при перекачке реальных жидкостей постоянство скоростей в сечениях каналов не имеет места.

При вращении рабочего колеса частицы жидкости движутся вдоль лопастей. Вращаясь вместе с рабочим колесом, они приобретают окружную скорость, а перемещаясь вдоль лопастей, приобретают относительную скорость.

Из всасывающего трубопровода жидкость подводится к рабочему колесу в осевом направлении (рис. 7.2,*а*) с абсолютной линейной скоростью c_0. При входе в рабочее колесо жидкость меняет направление движения на радиальное с абсолютной скоростью c_1.

По мере движения жидкости по каналам между лопастями абсолютная скорость непрерывно увеличивается до скорости c_2 на выходе из рабочего колеса (рис. 7.2,*б*).

В процессе поворота лопасти рабочего колеса частица жидкости, перемещаясь вдоль лопасти и вращаясь

вместе с ней, описывает некоторую траекторию, так что на выходе из колеса вектор абсолютной скорости c_2 касателен к абсолютной траектории.

Частицы жидкости движутся вдоль лопастей с относительной скоростью w_1 на входе в рабочее колесо и w_2 на выходе из него. Относительные скорости направлены

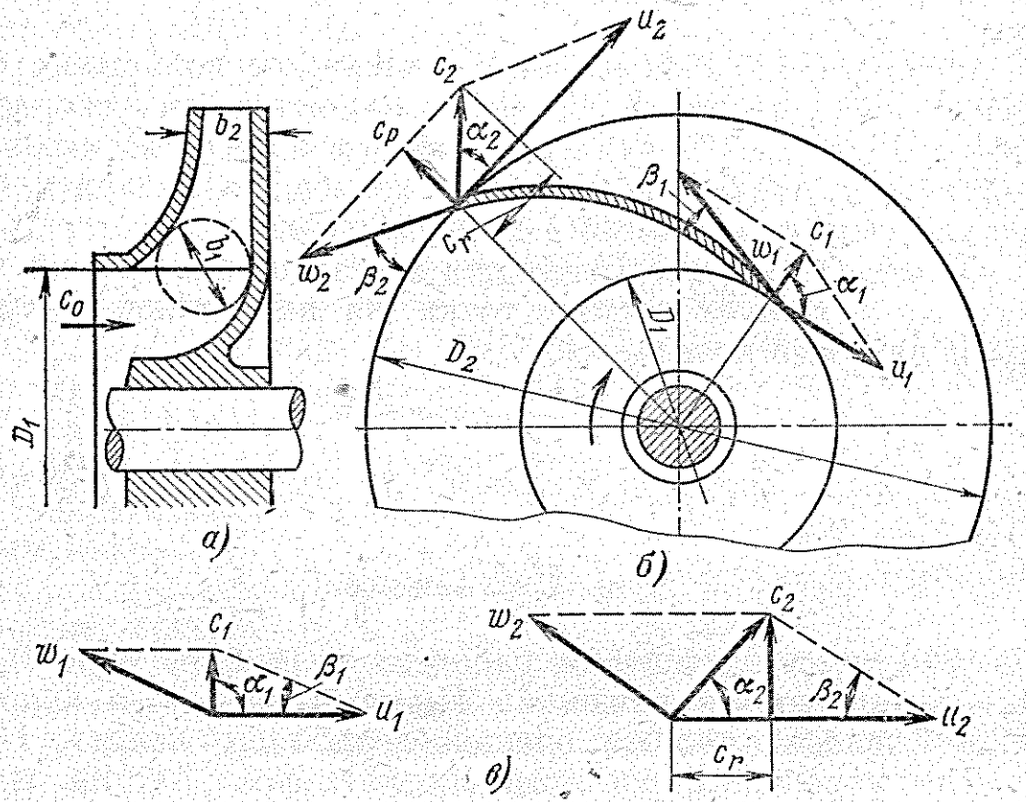


Рис. 7.2. Распределение скоростей жидкости в рабочем колесе центробежного насоса:

а — вертикальный разрез рабочего колеса; *б* — разрез по лопастям; *в* — треугольники скоростей

по касательной к лопастям рабочего колеса. Связь между скоростями частиц жидкости выражается *треугольниками скоростей* (рис. 7.2,*в*).

7.3. Основное уравнение центробежного насоса — уравнение Л. Эйлера

Применяя теорему косинусов к треугольникам скоростей, изображенным на рис. 7.2,*в*, для условий на входе в рабочее колесо и выходе из него можно записать:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1\cos\alpha_1; \qquad (7.1)$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2\cos\alpha_2; \qquad (7.2)$$

$$c_p = c_2\sin\alpha_2; \qquad (7.3)$$

$$c_r = c_2\cos\alpha_2 = u_2 - c_p\operatorname{ctg}\beta_2, \qquad (7.4)$$

где c_p — нормальная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе (радиальная скорость); c_r — касательная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе.

Приращение удельной кинетической и потенциальной энергии жидкости на пути от входа до выхода из рабочего колеса

$$\Delta E = \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2}\right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2}\right),$$

или

$$\Delta E = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \qquad (7.5)$$

Рассмотрим движение жидкости по каналам рабочего колеса. При вращении рабочего колеса двигателя насосной установки жидкости сообщается некоторая энергия. С учетом приобретенной энергии можно записать

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + \Delta A = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2}, \qquad (7.6)$$

где ΔA — приращение энергии жидкости.

Центробежная сила, действующая на жидкость в каналах рабочего колеса, совершает работу, которая численно равна энергии ΔA.

При перемещении жидкости на расстояние $R_2 - R_1$ жидкости сообщается энергия

$$\Delta A = \frac{(\omega R_2)^2 - (\omega R_1)^2}{2},$$

где $R_1 = D_1/2$ и $R_2 = D_2/2$ — внутренний и внешний радиусы рабочего колеса (рис. 7.2); ω — угловая частота вращения колеса.

Принимая во внимание соотношения:

$$\omega R_1 = u_1;\ \omega R_2 = u_2,$$

получаем

$$\Delta A = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}.$$

Подставляя значение ΔA в (7.6), получаем

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2}.$$

Перепишем последнее соотношение в виде

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w^2_1 - w^2_2}{2} + \frac{u^2_2 - u^2_1}{2}.$$

Подставляя выражение в (7.5), получаем выражение для приращения энергии

$$\Delta E = \frac{u^2_2 - u^2_1}{2} + \frac{c^2_2 - c^2_1}{2} + \frac{w^2_1 - w^2_2}{2}. \qquad (7.7)$$

Выражение (7.7) представляет собой полное приращение удельной энергии жидкости в рабочем колесе насоса, где первое слагаемое характеризует влияние центробежных сил, второе — кинетической энергии и третье — относительной скорости течения жидкости через рабочее колесо. Теоретический напор, развиваемый рабочим колесом насоса, определим из соотношения

$$H_т = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c^2_2 - c^2_1}{2g}. \qquad (7.8)$$

Первое слагаемое в (7.8) можно записать как

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{w^2_1 - w^2_2}{2g} + \frac{u^2_2 - u^2_1}{2g}. \qquad (7.8а)$$

Путем несложных преобразований с учетом (7.1), (7.2) из (7.8), (7.8а) получим

$$H_т = \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1}{g}. \qquad (7.9)$$

Это уравнение является основным уравнением лопастных насосов, оно впервые было выведено Л. Эйлером. В технической литературе приводятся и другие способы его вывода.

По (7.9) определяется теоретическое значение напора без учета гидравлических сопротивлений, возникающих в насосе. В этом уравнении не учитывается также и действительное распределение скоростей жидкости в каналах рабочего колеса.

7.4. Теоретический напор насоса. Влияние профиля лопасти на величину напора

Наиболее общее выражение теоретического напора насоса можно проанализировать при различной форме лопастей насоса.

В центробежных насосах различают три формы лопастей (рис. 7.3): загнутые назад *1*; заканчивающиеся радиально *2*; загнутые вперед *3*.

Каждая форма лопастей имеет соответствующий треугольник скоростей на выходе. Из рис. 7.3 видно, что при одинаковых частотах вращения n и размерах колес лопасти, загнутые назад, *1* сообщают жидкости сравнительно небольшую абсолютную скорость c_2, а загнутые вперед *3* — большую скорость c_2.

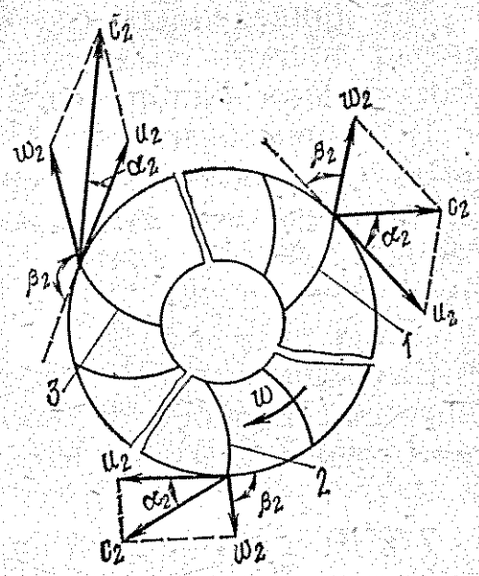


Рис. 7.3. Формы лопастей рабочего колеса насоса:
1 — загнутая назад; *2* — заканчивающаяся радиально; *3* — загнутая вперед

При больших выходных скоростях жидкости увеличиваются гидравлические потери в насосе. В связи с этим насосы, имеющие колеса с загнутыми вперед лопастями, обладают более низким КПД, чем при загнутых назад лопастях.

Каналы между загнутыми назад лопастями более плавные и меньше искривлены, чем каналы между лопастями, загнутыми вперед. Поэтому в первых лопастях преобразование энергии сопровождается меньшими потерями.

Теоретический напор насоса при $\alpha_1 = 90°$ в соответствии с (7.9) равен:

$$H_т = \frac{u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g}. \qquad (7.9а)$$

Используя (7.4), получаем выражение теоретического напора в виде

$$H_т = \frac{u_2}{g}(u_2 - c_p \operatorname{ctg}\beta_2). \qquad (7.9б)$$

При лопасти, отогнутой назад, $\beta_2 < 90°$. Поэтому из выражения (7.9б) следует:

$$H_т < u^2_2/g. \qquad (7.9в)$$

Лопасти, заканчивающиеся радиально, имеют прямой угол выхода ($\beta_2 = 90°$). Теоретический напор в этом случае

$$H_т = u^2_2/g. \qquad (7.9г)$$

Лопасти, загнутые вперед, имеют угол выхода $\beta_2 > 90°$, поэтому

$$H_т > u^2_2/g. \qquad (7.9д)$$

Из приведенных соотношений следует, что загнутые вперед лопасти создают наибольший теоретический напор. Наименьший напор создают лопасти, отогнутые назад.

В современных центробежных насосах величина входного угла лопастей β_1 принимается равной 15—50°, чтобы обеспечить безударный подвод жидкости на лопасти. Рабочие колеса почти всегда оборудуются лопастями, отогнутыми назад. Угол выхода лопастей изменяется в пределах $\beta_2 = 14 \div 60°$.

Высокий напор насосов достигается увеличением окружной скорости рабочего колеса или применением многоступенчатых насосов.

7.5. Действительный напор насоса

Уравнение (7.9) для теоретического напора центробежного насоса выведено в предположении перекачивания идеальной жидкости без потерь при бесконечном числе лопастей рабочего колеса.

Конечное число лопастей учитывается введением поправочного коэффициента $k < 1$:

$$H_{т1} = kH_т, \qquad (7.10)$$

где $H_{т1}$ — теоретический напор насоса с конечным числом лопастей.

Значения поправочного коэффициента k лежат в пределах 0,6—0,9.

Действительный напор, развиваемый насосом, будет меньше теоретического. Потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса могут быть учтены гидравлическим КПД $\eta_г$.

Действительный напор, развиваемый насосом, определится как

$$H = \eta_г k \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}. \qquad (7.11)$$

Гидравлический КПД центробежного насоса зависит от его конструкции и размеров, точности обработки проточной части.

Наличие утечек, или объемных потерь, также уменьшает действительный напор, развиваемый насосом. Подробнее это будет проанализировано ниже.

В центробежных насосах жидкость обычно поступает на внутреннюю окружность под прямым углом ($\alpha_1 = 90°$). В этом случае получается наибольший напор, создаваемый насосом. Кривизну лопастей в рабочих колесах принимают такой, чтобы $\cos \alpha_1 = 0$.

При $\alpha_1 = 90°$ напор насоса составит:

$$H = \eta_г k \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}. \qquad (7.12)$$

Угол α_2 принимают из условий получения наивыгоднейшего КПД насоса. Обычно этот угол составляет 8—15°, достигая в некоторых случаях значений $\alpha_2 = 20°$.

Обращаем внимание учащихся, что в формулу (7.9) не входит плотность жидкости. Из этого следует, что напор, развиваемый насосом, не зависит от рода перекачиваемой жидкости.

Давление, которое развивает насос, определится из (7.12):

$$p = H\rho g = \eta_г k \rho u_2 c_2 \cos \alpha_2. \qquad (7.13)$$

Из (7.13) видно, что давление, развиваемое насосом, в свою очередь зависит от плотности перекачиваемой жидкости.

7.6. Характеристика насоса

Рабочие органы насоса рассчитываются для определенного сочетания подачи, напора и частоты вращения, причем размеры и форма проточной части выбираются таким образом, чтобы гидравлические потери при работе на этом режиме были минимальными. Такое сочетание подачи, напора и частоты вращения называется оптимальным режимом. При эксплуатации насос может работать на режимах, отличных от оптимального. Так, прикрывая задвижку, установленную на нагнетательном трубопроводе насоса, уменьшают подачу. При этом также изменяется напор, развиваемый насосом. Для правильной эксплуатации насоса необходимо знать, как изменяются напор, КПД, мощность, потребляемая насосом, при изменении его подачи, т. е. знать рабочую часть характеристики насоса, под которой понимается зависимость напора, мощности и КПД от подачи насоса при постоянной частоте вращения.

Если радиальную скорость жидкости c_p в рабочем колесе насоса выразить через объемную подачу Q:

$$c_p = \frac{Q}{\pi D_2 b_2},$$

то зависимость между теоретическим напором и подачей из (7.9б) выразится в виде

$$H_т = \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2}\operatorname{ctg}\beta_2\right), \qquad (7.14)$$

где b_2—ширина лопастей на выходе рабочего колеса.

Теоретические характеристики центробежных насосов с радиальными, загнутыми вперед и загнутыми назад лопастями рабочих колес приведены на рис. 7.4.

Для радиальных лопастей (угол $\beta_2=90°$) уравнение (7.14) принимает вид:

$$H_т = u^2_2/g. \qquad (7.14а)$$

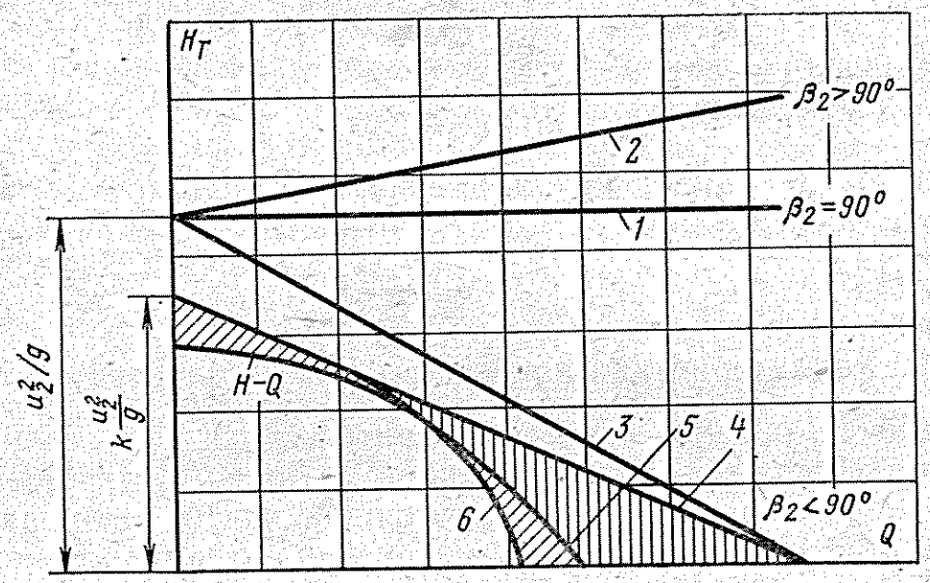


Рис. 7.4. Теоретические характеристики центробежных насосов:
1 — при радиальных лопастях рабочего колеса; *2* — при загнутых вперед лопастях; *3* — при загнутых назад лопастях; *4* — с учетом конечного числа лопастей; *5* — с учетом потерь на трение в насосе; *6* — с учетом потерь на удар

Как следует из (7.14а), напор не зависит от подачи. На характеристике рис. 7.4 этому случаю соответствует горизонтальная линия *1*.

Загнутые вперед лопасти имеют угол $\beta_2>90°$. Учитывая знак котангенса в этой четверти ($\operatorname{ctg}\beta_2<0$), характеристику центробежного насоса запишем в следующем виде:

$$H_т = \frac{u_2}{g}\left(u_2 + \frac{Q}{\pi D_2 b_2}\,|\operatorname{ctg}\beta_2|\right). \qquad (7.15)$$

Из (7.15) следует, что теоретический напор линейно растет с увеличением подачи (линия *2*).

Загнутые назад лопасти имеют угол $\beta_2<90°$. Поэтому теоретическая характеристика будет выражаться уравнением (7.14), из которого следует, что теоретический напор уменьшается по линейному закону с ростом подачи (линия *3*).

Теоретические характеристики центробежного насоса соответствуют идеальной жидкости и рабочему колесу с бесконечным числом лопастей.

Конечное число лопастей учитывается введением поправочного коэффициента $k<1$.

Графически теоретическая характеристика насоса с учетом конечного числа лопастей выразится не линией *3*, а линией *4*.

При течении реальной жидкости в рабочих каналах насоса часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений.

С учетом потерь на трение в насосе расчетная характеристика представится линией *5*.

Поступление жидкости на лопасти рабочего колеса сопровождается ударом, на что также расходуется энергия. С учетом потерь энергии на удар окончательно характеристика центробежного насоса изобразится линией *6*.

Построить точную характеристику центробежного насоса путем расчета невозможно, так как трудно учесть все действующие факторы. Поэтому характеристика $(H—Q)$ строится по данным испытания насоса.

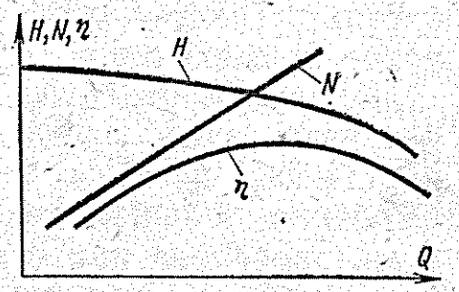


Рис. 7.5. Характеристика центробежного насоса

Изготовленный на заводе насос испытывается на специальном стенде. Регулированием открытия нагнетательной задвижки при полностью открытой всасывающей задвижке устанавливают различные значения подачи и соответствующие давления при постоянной частоте вращения. Подача насоса определяется с помощью мерного бака или расходомера. Напор вычисляется по формулам § 6.3.

Потребляемая насосом мощность N вычисляется по измеренной мощности на зажимах электродвигателя $N_а$:

$$N = \eta_э N_а,$$

где $\eta_э$—КПД электродвигателя.

Коэффициент полезного действия насоса вычисляется по формуле

$$\eta = \frac{QH\rho g}{N} = \frac{QH\rho g}{\eta_э N_а}. \qquad (7.16)$$

По данным испытания строятся графики зависимости напора, мощности и КПД от подачи насоса (рис. 7.5).

7.7. Законы пропорциональности. Универсальная характеристика

Как уже отмечалось, характеристика центробежного насоса может быть получена только опытным путем. Между тем уже при проектировании часто необходимо иметь характеристику, чтобы выявить эксплуатационные свойства насоса. Получить характеристику насоса можно путем пересчета характеристики имеющегося насоса, геометрически подобного проектируемому по теории подобия (законам пропорциональности). Теория подобия позволяет также, выбрав модельный насос, получить размеры рабочих органов натурного насоса, а также его характеристику. Такой способ проектирования насосов нашел широкое применение.

В случае отсутствия подходящего модельного насоса натурный насос рассчитывается заново. При этом возникает необходимость в его экспериментальной доводке. Особенно большая экспериментальная работа должна быть проведена при разработке мощных насосов, к технико-экономическим показателям которых предъявляются повышенные требования. Для удешевления и упрощения эксперимента его производят над моделью, значительно меньшей натурного насоса. Теория подобия дает возможность, испытав модель проектируемого насоса и пересчитав результаты опытов, предсказать свойства создаваемого насоса.

Наконец, теория подобия дает возможность, испытав насос при одной частоте вращения, пересчитать характеристику на любую другую частоту.

Теория подобия справедлива при:

1. Наличии геометрического подобия насосов. Оно включает также подобие шероховатости стенок каналов насосов, зазоров в щелевых уплотнениях и толщин лопастей рабочего колеса.

2. Наличии кинематического подобия на границах потоков. В рабочем колесе границами потока являются, в

частности, сечения потока у входа в насос и движущиеся лопасти. Поэтому данное условие выполняется в случае пропорциональности средней скорости w жидкости у входа в насос окружной скорости u рабочего колеса:

$$w_н/w_м = u_н/u_м, \qquad (7.17)$$

где индексом «н» обозначены соответствующие величины натурного насоса, а индексом «м» — модельного насоса.

Так как скорость w пропорциональна подаче насоса и обратно пропорциональна площади нормального сечения потока у входа в насос, то можно записать:

$$\frac{w_н}{w_м} = \frac{\frac{Q_н}{S_н}}{\frac{Q_н}{S_м}} = \frac{Q_н L^2_м}{Q_м L^2_н},$$

где $L_м$ и $L_н$ — характерные размеры модельного и натурного насосов.

Аналогично

$$\frac{u_н}{u_м} = \frac{\frac{\pi D_н n_н}{60}}{\frac{\pi D_м n_м}{60}} = \frac{D_н n_н}{D_м n_м} = \frac{L_н n_н}{L_м n_м}. \qquad (7.18)$$

Подставив эти выражения в (7.17), получим условие кинематического подобия на границах потоков:

$$Q_н/Q_м = n_н/n_м (L_н/L_м)^3. \qquad (7.19)$$

3. Наличии динамического подобия потоков. Динамическое подобие напорных установившихся потоков требует равенства числа Рейнольда Re, которое у лопастных насосов обычно принимают равным $u_2 D_2/\nu$.

Режимы работы насоса[1], при которых выполняются условия подобия, называются подобными.

Теория подобия позволяет установить формулы пересчета лопастных насосов, определяющие зависимость подачи, напора и мощности геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах, от их размеров и частоты вращения.

На основании этих формул пересчета строится так называемая *универсальная характеристика* центробежного насоса. Она представляет собой семейство характеристик $H — Q$ для различных частот вращения. На график

[1] Режимом работы насоса называется условие его работы, определяемое частотой вращения и подачей.

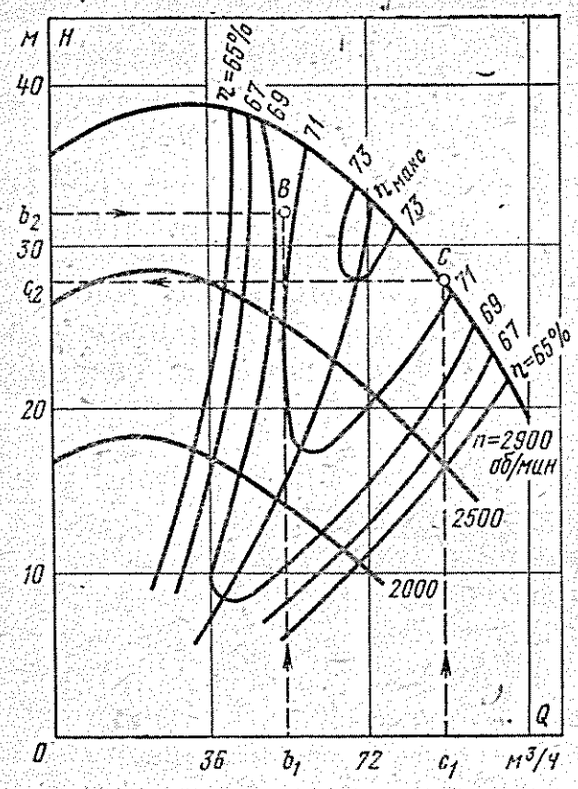


Рис. 7.6. Универсальная характеристика центробежного насоса

наносятся также линии, соответствующие постоянным значениям КПД.

На рис. 7.6. приведена универсальная характеристика центробежного насоса. Три характеристики построены для различных частот вращения. Характеристики $H—Q$ насоса пересекают линии постоянных значений КПД.

Представленные графики позволяют определить частоту вращения насоса при заданных значениях напора (точка b_2) и подаче (точка b_1).

На пересечении прямых, проведенных через эти точки, находится рабочая точка насоса B. Ее положение относительно кривых $H—Q$ позволяет установить необходимую частоту вращения насоса.

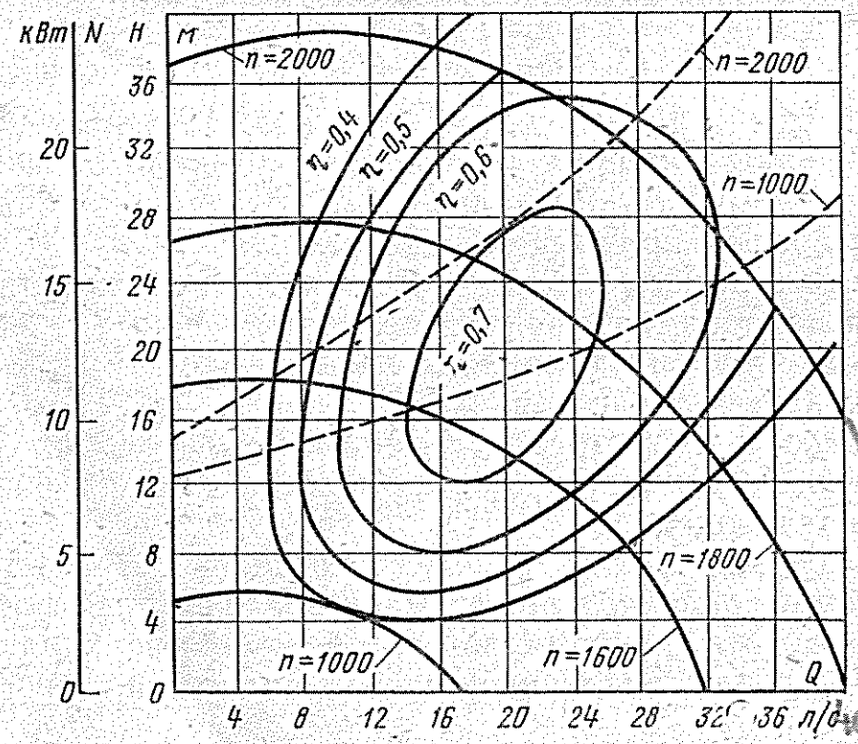


Рис. 7.7. Универсальная характеристика центробежного насоса (с учетом изменения мощности)

Если заданы подача насоса (точка c_1) и частота вращения $n=2900$ об/м (рис. 7.6), то можно определить напор, создаваемый насосом. Для этого необходимо через точку c_1 провести вертикальную линию до пересечения с характеристикой $H—Q$, соответствующей заданной частоте вращения насоса. Точка пересечения этих кривых C определяет напор (точка c_2), который создаст насос.

Иногда универсальная характеристика центробежного насоса представляется в несколько ином виде: на график дополнительно наносятся кривые изменения мощности (пунктирные кривые на рис. 7.7).

7.8. Коэффициент быстроходности

В зависимости от соотношения параметров Q, H, n изменяется проточная полость насоса в основном рабочего колеса. Для характеристики рабочего колеса в соответствии с заданными параметрами применяется понятие (или критерий) *коэффициент быстроходности насоса:*

$$n_s = 3{,}65\frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \qquad (7.20)$$

где Q—подача, м³/с; H—напор, м; n—частота вращения, об/мин.

Физический смысл этого критерия заключается в том, что n_s — частота вращения эталонного (геометрически подобного данному) насоса, создающего при работе на воде напор, равный 1 м ($H=1$ м), и развивающего мощность $N=0{,}736$ кВт при наибольшем значении КПД насоса.

Если насос имеет рабочее колесо с входным диаметром D_1, внешним диаметром D_2 и шириной колеса на выходе b_2, то подобный ему насос будет иметь следующие размеры: kD_1, kD_2 и kb_2. Коэффициент k называется масштабным коэффициентом.

Коэффициент быстроходности определяет тип проточной части насоса при оптимальном режиме его работы. Для многоступенчатого насоса n_s определяется по параметрам ступени.

От критерия n_s зависит также форма характеристики насоса, и наряду с подачей Q он при заданной частоте вращения определяет значения максимально достижимого КПД. На рис. 7.8 приведены безразмерные относительные характеристики, удобные при сравнении насосов разной конструкции. Они получаются при отнесении теку-

щих значений характеристики к параметрам оптимального режима: $\bar{Q}=Q/Q_{опт}$; $\bar{H}=H/H_{опт}$; $\bar{N}=N/N_{опт}$; $\eta=\eta/\eta_{макс}$.

Область значений n_s менее 35 об/мин покрывается насосами объемного типа. Ряд энергетических насосов, на-

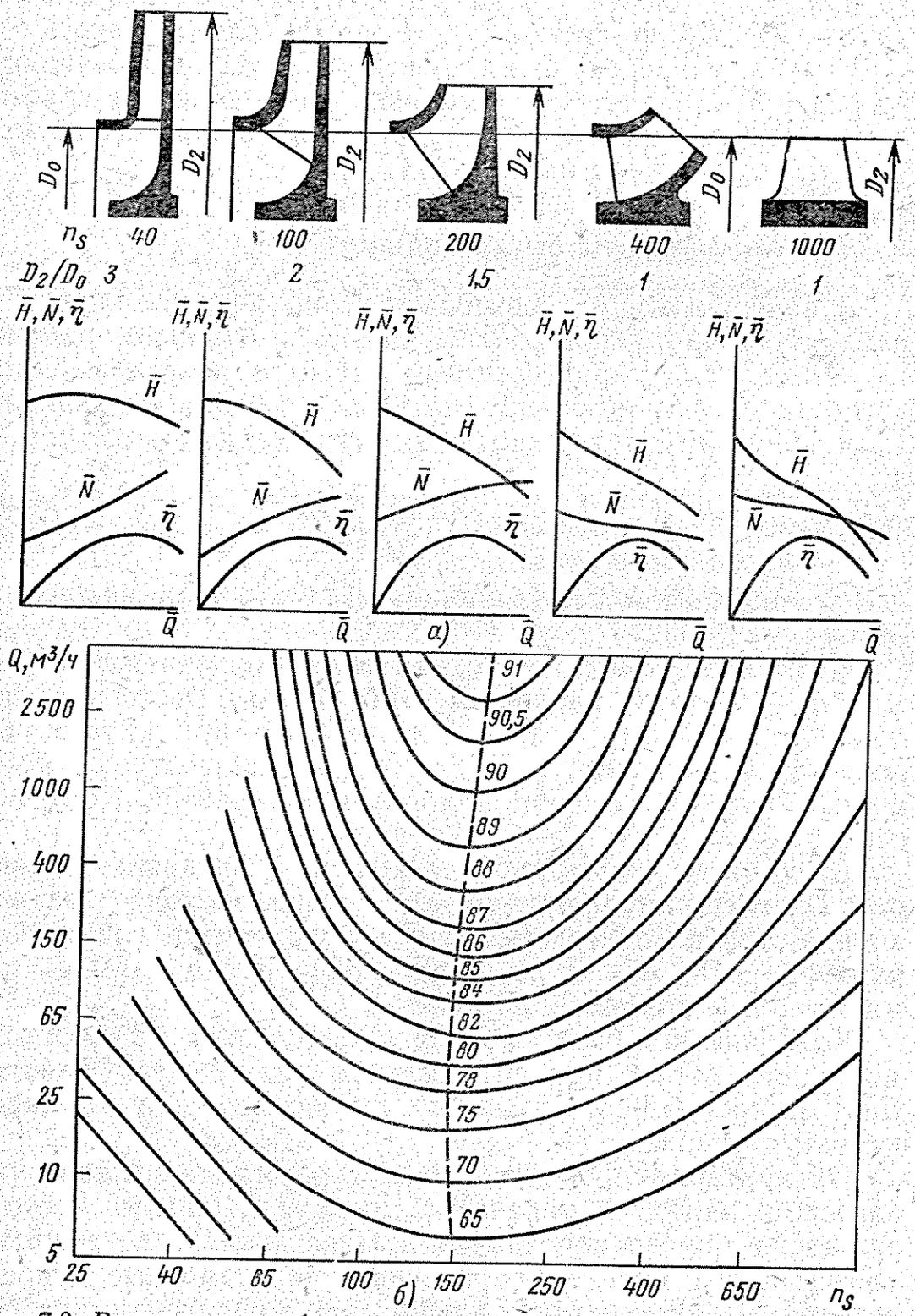


Рис. 7.8. Влияние n_s на форму проточной части рабочего колеса и характеристики (*а*) и КПД насоса (*б*)

пример питательные, имеет довольно низкий $n_s=35\div70$ об/мин с целью получения высокого напора при относительно малых подачах. Этим иногда объясняются невысокий КПД и недостаточно благоприятная форма кривой $H(Q)$ таких насосов.

7.9. Всасывающая способность центробежных насосов и ее определение. Кавитация в насосах, последствия и меры борьбы с ней

При работе насоса во всасывающей линии создается разрежение, и перекачиваемая жидкость поступает в насос вследствие разности давлений p_0 на поверхности жидкости и $p_в$ в сечении *I-I* (рис. 7.9). Для определения геометрической высоты всасывания составим уравнение Бернулли для сечений *I-I* и *0-0* относительно плоскости сравнения, проходящей через сечение *0-0*, приняв $\alpha=1$:

$$p_0/\rho g=p_в/\rho g+w^2_в/2g+h_{вс}+\Delta p_в/\rho g, \qquad (7.21)$$

откуда с учетом потерь во всасывающем трубопроводе геометрическая высота всасывания центробежного насоса

$$h_{вс}=\frac{p_0-p_в-\Delta p_в}{\rho g}-\frac{w^2_в}{2g}, \qquad (7.22)$$

где $w_в$ — линейная скорость жидкости во всасывающем трубопроводе; $\Delta p_в$ — потери давления в гидравлических сопротивлениях всасывающего трубопровода.

Таким образом, геометрическая высота всасывания тем больше, чем больше давление на поверхности жидкости и чем оно ниже при входе в насос, чем меньше скорость движения жидкости во всасывающей линии и чем меньше гидравлические потери в линии всасывания.

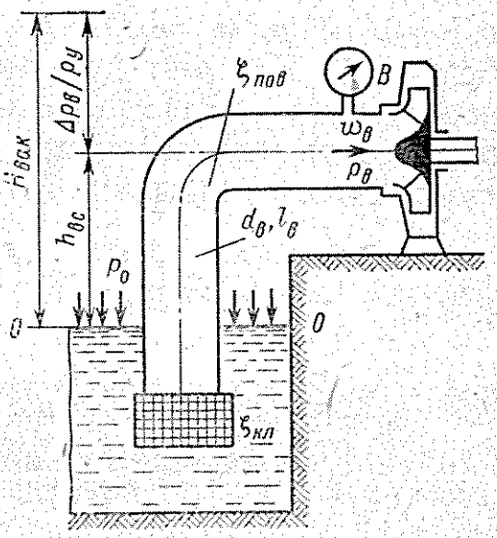


Рис. 7.9. К определению высоты всасывания насоса

При отсутствии гидравлических сопротивлений во всасывающей линии и при нулевой скорости жидкости на входе в насос геометрическая высота всасывания определится из формулы (7.22) как

$$h_{вс}=\frac{p_0-p_в}{\rho g}, \qquad (7.23)$$

где p_0—давление окружающей среды на поверхности жидкости; $p_в$ — давление на всасе насоса.

Предельная теоретическая высота всасывания будет достигнута при $p_в=0$. Для воды ($\rho=1000$ кг/м^3) при атмосферном давлении $p_0=0{,}0981$ МПа предельная высота всасывания

$$h_{вс}=\frac{0{,}0981\cdot10^6}{1000\cdot9{,}81}=10 \text{ м}.$$

По определению вакуумметрическая высота всасывания

$$H_в=\frac{p_0-p_в}{\rho g}-\frac{w^2_в}{2g}. \qquad (7.24)$$

Следовательно, из (7.22) имеем

$$h_{вс}=H_в-\frac{\Delta p_в}{\rho g}. \qquad (7.25)$$

Из (7.25) можно определить высоту установки насоса над минимальным уровнем жидкости в приемном резервуаре. При этом необходимо иметь в виду следующее. Вакуумметрическая высота всасывания $H_в$ для каждого насоса различна. При расчете геометрической высоты всасывания конкретного насоса $H_в$ следует принимать по каталогу. Остальные члены уравнения определяются гидравлическими расчетами.

Вакуумметрическую высоту всасывания определяют на заводах опытным путем. Она приводится в каталогах при $p_0/\rho g=10$ м и температуре перекачиваемой жидкости $t\leqslant20$ °С. Поэтому при работе насоса в других условиях необходимо в каталожные данные вводить поправки и определять так называемую допустимую вакуумметрическую высоту всасывания $H_в^{доп}$ по формуле

$$H_в^{доп}=H_в^{катал}+\left(\frac{p_0}{\rho g}-10\right)-\left(\frac{p_0-p_п}{\rho g}\right), \qquad (7.26)$$

где $\frac{p_0}{\rho g}$ —фактическое атмосферное (барометрическое) давление, принимают в зависимости от высоты над уровнем моря:

Высота над уровнем моря, м	0	100	200	300
Фактическое атмосферное давление $\frac{p_0}{\rho g}$, м . .	10,3	10,2	10,1	10

$p_п$ — давление насыщенных паров, зависящее от температуры жидкости.

Для обеспечения нормальной (бескавитационной) работы насоса необходимо, чтобы давление на всасывании было больше давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости. Давление насыщенных паров зависит от температуры жидкости и растет с ее увеличением. Давления насыщенных паров некоторых жидкостей приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1. **Давление паров некоторых жидкостей, кПа**

Жидкость	Температура, °С								
	0	10	20	30	40	50	60	80	100
Вода	0,61	1,23	2,34	4,27	7,37	12,3	19,9	47,3	101
Легкая нефть	3,5	—	8,0	—	14,0	—	38,0	—	—
Бензин	6,6	8,1	10,9	16,9	23,1	32,6	—	—	—

Как следует из табл. 7.1, при перекачке ряда жидкостей вакуум недопустим. Насос в этом случае должен работать с подпором на входе.

Из формулы (7.26) очевидно, что повышение температуры всасываемой жидкости уменьшает допустимую высоту всасывания.

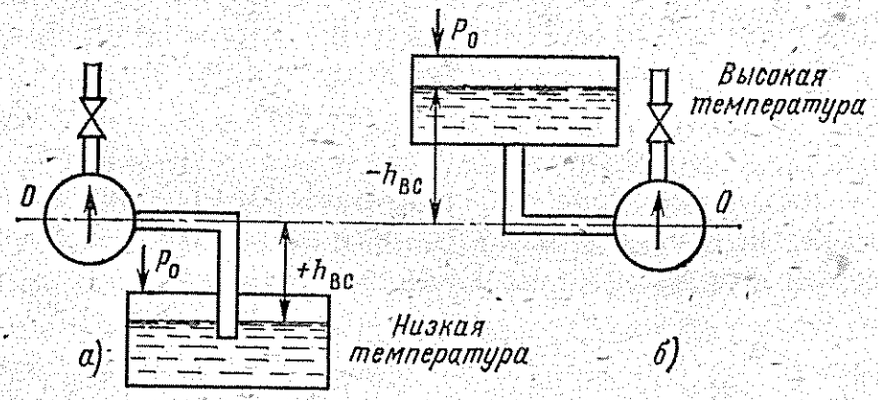


Рис. 7.10. Варианты установки насосов относительно уровня всасываемой жидкости

При высоких температурах жидкости допустимая высота всасывания может быть отрицательной, что указывает на необходимость расположения уровня всасываемой жидкости выше оси насоса. Следовательно, возможны два различных варианта установки центробежных (и осевых) насосов (рис. 7.10).

Вариант *а* (рис. 7.10) характерен для насосов, подающих жидкости с низкой температурой, а вариант *б* (рис. 7.10) — для насосов, подающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами

холодной воды из пространств с достаточно высоким вакуумом.

Установки, выполненные по схеме *б*, часто встречаются в теплоэнергетике, в схемах регенерации и питания паровых котлов.

Когда насос перекачивает горячую воду, резервуар, из которого она забирается, приходится располагать выше насоса. Но по строительным и компоновочным соображениям иногда бывает трудно осуществить требуемую расчетом высоту. Поэтому можно уменьшить ее снижением скорости воды во всасывающем трубопроводе и понижением его сопротивления. Это достигается увеличением диаметра всасывающего трубопровода, уменьшением его длины, а также выбором рациональной конструкции тех элементов всасывающего трубопровода, которые дают местное снижение напора.

В некоторых случаях допускаемую высоту всасывания можно понизить повышением давления в резервуаре, из которого происходит всасывание.

Если записать уравнение Бернулли для потока жидкости от свободной ее поверхности до некоторой точки, взятой на поверхности лопасти колеса насоса около входа на лопасть, то в результате можно получить следующее уравнение для допустимой высоты всасывания:

$$h_{вс}^{доп} = \frac{p_0 - p_п}{\rho g} - \sigma H, \qquad (7.27)$$

где H — напор насоса; σ — так называемый коэффициент кавитации, который можно определить, например, по эмпирической формуле С. С. Руднева

$$\sigma = n_s / A, \qquad (7.28)$$

где n_s — коэффициент быстроходности; A — коэффициент, зависящий от конструкции насоса и n_s (например, $A = 4700$ для $n_s = 110$ или $A = 6300$ для $n_s = 180$).

Таким образом, формула С. С. Руднева учитывает особенности конструкции и быстроходность колеса насоса.

При работе центробежных насосов может возникнуть явление кавитации, о котором упоминалось в гл. 5. Кавитация обычно начинается при падении давления до значения, равного или меньшего давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре, и сопровождается нарушением сплошности потока с образованием объемов, наполненных паром и выделенными из жидкости газами. Основной причиной появления кавитации является падение давления во всасывающем трубопроводе из-за наличия гидравлических сопротивлений.

Кавитация может возникнуть как на движущихся, так и на неподвижных элементах проточной части. Различают три стадии кавитации: начальную, развитую и суперкавитацию. При начальной стадии кавитационная область (каверна) отсутствует. Развитая кавитация отличается наличием значительных по размерам каверн на обтекаемом теле. В условиях суперкавитации весь обтекаемый элемент находится в зоне каверны, и она может выходить за пределы этого элемента.

Появление кавитации в насосах сопровождается рядом характерных явлений, отрицательно сказывающихся на работе насоса. При разрушении кавитационных пузырьков в зоне повышенного давления возникают шум и вибрация. Уровень шума зависит от размеров насоса и степени развития кавитации. Кавитационный шум проявляется в виде характерного потрескивания в зоне входа в рабочее колесо. Развитая кавитация сопровождается уменьшением КПД насоса и разрушением (эрозией и коррозией) поверхности лопаток рабочих колес. Напор и мощность также снижаются. Из этого следует, что работа насоса в условиях кавитации недопустима.

Одним из главных мероприятий по предотвращению кавитации является поддерживание фактической высоты всасывания насоса на уровне, не превышающем допустимой высоты, устанавливаемой заводом-изготовителем для заданной температуры перекачиваемой жидкости.

Исходя из (7.24), контролировать кавитационные условия работы насоса можно с помощью вакуумметра, поставленного на входном патрубке, непосредственно перед входом в насос. Вакуум, показываемый этим прибором, выраженный в метрах столба подаваемой насосом жидкости, должен быть меньше вакуума на входе в насос, рассчитанного по уравнению (7.24).

Центробежные насосы зачастую работают при больших скоростях входа жидкости в насос и при высокой ее температуре, что создает благоприятные условия для возникновения и развития кавитации. Для создания бескавитационных условий все центробежные насосы работают с необходимым кавитационным запасом, т. е. на всасывании насоса создается дополнительное давление (подпор) сверх давления насыщенных паров перекачи-

ваемой жидкости. Это достигается двумя путями: созданием геометрического подпора над осью насоса или при помощи вспомогательного подпорного насоса.

По определению, кавитационный запас

$$\Delta h = \frac{p_в}{\rho g} + \frac{w^2_в}{2g} - \frac{p_п}{\rho g}, \qquad (7.29)$$

где $p_в$ — абсолютное давление во всасывающем патрубке насоса; $w_в$ — скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса; $p_п$ — давление насыщенных паров жидкой среды.

Если весь кавитационный запас преобразуется в области минимального давления в кинетическую энергию жидкости и израсходуется на преодоление гидравлического сопротивления подвода насоса, то давление понизится до упругости паров жидкости и возникнет кавитация. Кавитационный запас, при котором происходит кавитация, называется критическим.

Для определения критического кавитационного запаса производят кавитационные испытания насоса, в результате которых для каждого режима работы насоса получают кавитационную характеристику (рис. 7.11). Она представляет собой зависимость напора и мощности от кавитационного запаса при постоянных частотах вращения и подаче. При больших кавитационных запасах кавитационные явления отсутствуют и значения напора и мощности от кавитационного запаса не зависят. Режим, при котором начинается падение напора и мощности, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас $\Delta h_I^{кр}$. В начальной стадии процесса, когда $\Delta h_{II}^{кр} > \Delta h > \Delta h_I^{кр}$, зона распространения кавитационных явлений невелика (имеется местная кавитация). Поэтому кавитация при этом мало сказывается на напоре и мощности. По мере уменьшения кавитационного запаса в этой стадии процесса кавитационная область медленно увеличивается, что сопровождается медленным изменением напора и мощности. Достижение второго кавитационного запаса $\Delta h_{II}^{кр}$ ведет к полному отрыву потока от лопасти.

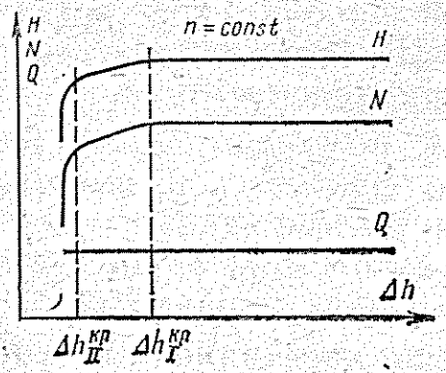


Рис. 7.11. Кавитационная характеристика насоса

Это вызывает резкое уменьшение напора и мощности, а затем и полный срыв работы насоса.

У многих тихоходных насосов первый критический режим на кавитационной характеристике не обнаруживается. Здесь приходится ограничиваться только вторым критическим режимом.

В инженерной практике вводится понятие допустимого кавитационного запаса

$$\Delta h_{доп} = A \Delta h_I^{кр}, \qquad (7.30)$$

где A — коэффициент запаса, устанавливаемый в зависимости от типа и условий работы насоса ($A = 1{,}0 \div 1{,}6$).

С. С. Рудневым предложена формула для определения минимального кавитационного запаса энергии на всасывании

$$\Delta h_1^{кр} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C_{кр}} \right)^{4/3}, \qquad (7.31)$$

где n — частота вращения; Q — подача насоса; $C_{кр}$ — коэффициент, который определяется по данным испытаний существующих насосов.

Повысить кавитационные качества насосов можно следующими способами: увеличением числа лопастей рабочего колеса с высоким n_s или уменьшением в колесах с низким n_s.

Увеличение D_0 приводит к уменьшению $C_{кр}$, а уменьшение β_1 — к уменьшению w_1 и соответственно $\Delta h_1^{кр}$. Оптимальное значение угла β_1 с точки зрения улучшения кавитационных качеств насоса лежит в пределах $\beta_1 = 18 \div 20°$. Для уменьшения Δh_1 необходимо также обеспечить равномерное распределение скоростей на входе в рабочее колесо.

Входные элементы лопастей рабочего колеса могут быть спроектированы таким образом, что они будут создавать вторичные токи на входе, которые подкручивают основной поток непосредственно перед входом на лопасть. Предварительное закручивание потока за счет внутренней энергии снижает $\Delta h_1^{кр}$. Для предотвращения закрутки всего потока, что связано с большой затратой энергии, устанавливаются неподвижные лопасти (рис. 7.12,*а*). Применение такой конструкции позволяет получить колеса с $C_{кр} = 1200 \div 1500$. Закрутка потока внешними силами (направляющий аппарат) приводит к увеличению $\Delta h_I^{кр}$.

Когда опытные данные по кавитационному запасу отсутствуют, пользуются эмпирическими формулами (7.28) или (7.31).

Эффективным мероприятием является установка перед рабочим колесом первой ступени предвключенного осевого колеса (рис. 7.12,*б*) или шнека (рис. 7.12,*в*). Предвключенное устройство создает дополнительный подпор на входе в центробежное колесо, обеспечивая его бескавитационную работу. Само же предвключенное устройство работает в условиях развитой кавитации или суперкавитации, что, несмотря на применение специальных материалов, приводит к его кавитационному разрушению. Для уменьшения кавитационных разрушений применяют некоторые усовершенствования, несколько снижающие гидродинамические качества предвключенных устройств. Так, увеличивают радиальный зазор δ между лопастями и втулкой или на тыльной стороне лопасти делают клиновидный уступ.

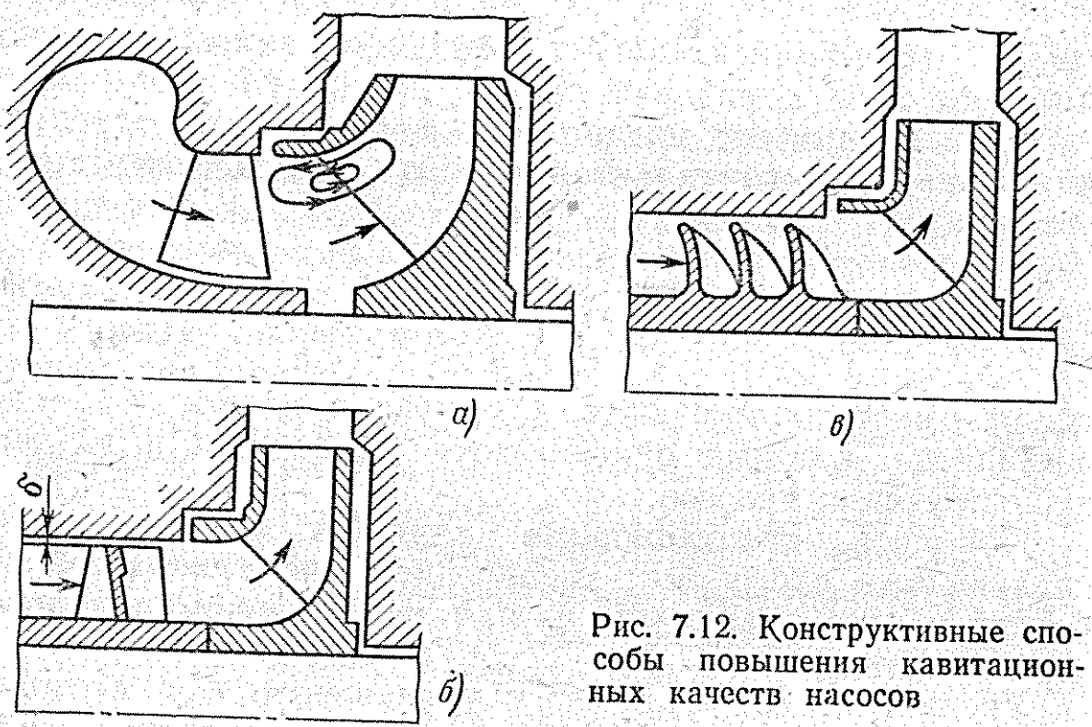


Рис. 7.12. Конструктивные способы повышения кавитационных качеств насосов

Применение предвключенных колес позволяет довести $C_{кр}$ до 3000 и более.

Существуют некоторые другие конструктивные методы, уменьшающие кавитацию в насосах, рассмотренные в специальной литературе по насосам.

Результаты испытания насоса на кавитацию наносятся на рабочую характеристику насоса обычно в форме

кривой зависимости допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H^{доп}_{вак}$ от подачи насоса.

7.10. Осевое давление в центробежных насосах и способы его уменьшения

На рабочее колесо центробежного насоса с односторонним входом жидкости действует осевая сила, направленная в сторону входа. Она возникает главным образом из-за неодинаковости сил давления, действующих справа и слева на рабочее колесо (рис. 7.13). В полости между корпусом и рабочим колесом, заполненной перекачиваемой жидкостью, давление равно давлению на выходе из рабочего колеса.

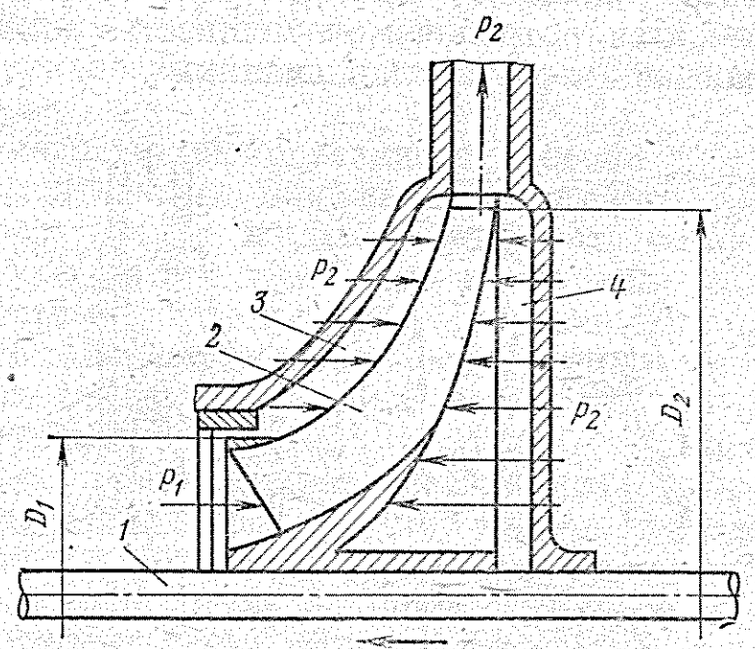


Рис. 7.13. Схема возникновения осевого давления:

1 — зал; *2* — рабочее колесо; *3* и *4* — зазоры между рабочим колесом и корпусом насоса

На входе рабочего колеса на площадь кольца с внешним диаметром D_1 и внутренним d действует давление, равное давлению всасывания.

Найдем суммарное усилие, которое направлено по оси вала в сторону всасывающего патрубка насоса.

Сила, направленная вправо (рис. 7.13), выражается как

$$F_1 = p_1 \frac{\pi(D^2_1 - d^2)}{4} + p_2 \frac{\pi(D^2_2 - D^2_1)}{4}.$$

Сила давления, направленная влево, выразится как

$$F_2 = p_2 \frac{\pi(D_2^2 - d^2)}{4},$$

где p_2 — даление на выходе рабочего колеса; D_1 — диаметр внутренней окружности колеса; D_2 — диаметр внешней окружности колеса; d — диаметр вала.

Осевое усилие F равно разности сил давления:

$$F = F_2 - F_1 = (p_2 - p_1) \frac{\pi(D_1^2 - d^2)}{4}. \qquad (7.32)$$

Усилие F стремится сместить рабочее колесо вместе с валом по оси влево.

Под действием осевого усилия рабочее колесо может соприкасаться с корпусом насоса. При трении колеса о корпус повысится потребляемая мощность, понизится подача насоса, начнут греться подшипники.

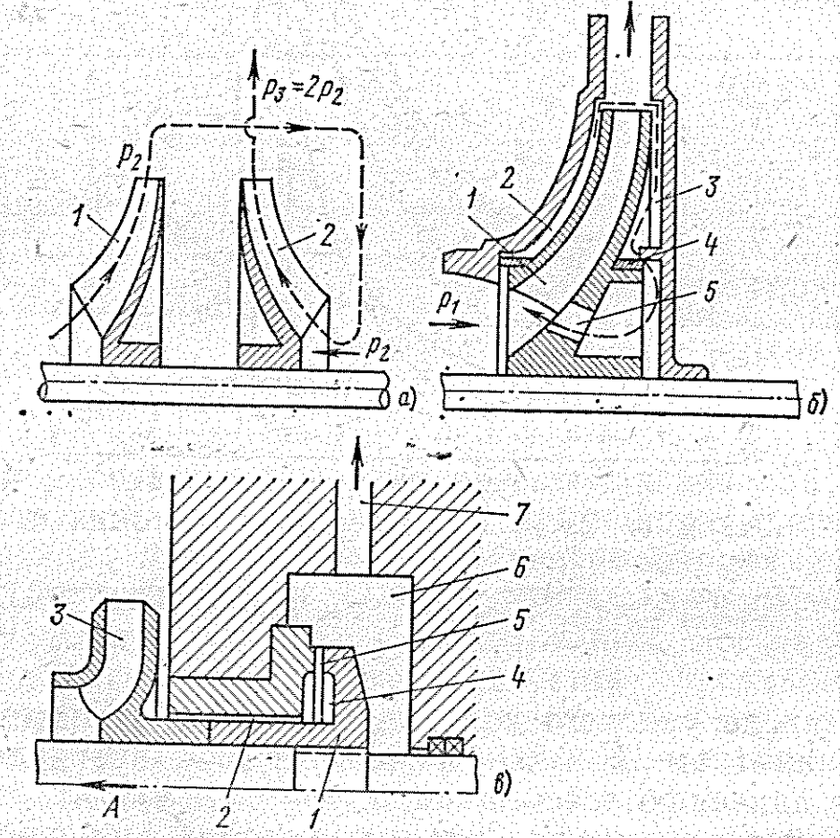


Рис. 7.14. Способы снижения осевого давления:

а — противоположное расположение рабочих колес (*1*, *2* — рабочие колеса); *б* — рабочее колесо с дополнительными уплотнительными кольцами и отверстиями для уравновешивания осевых усилий (*1* — рабочее колесо; *2*, *3* — зазоры между колесом и корпусом; *4* — уплотнительное кольцо; *5* — отверстия); *в* — гидравлическая пята; *6* — разгрузонная камера; *7* — соединительная трубка

Осевое давление может быть уравновешено несколькими способами.

1. Применением двусторонних колес (рис. 7.14,*а*), у которых благодаря симметрии не возникает осевого усилия. Для фиксации вала в осевом направлении и восприятия случайных осевых сил применяют радиально-упорные подшипники.

Такой способ уравновешивания осевой силы является одним из лучших, так как он обеспечивает надежное и полное уравновешивание без понижения КПД насоса.

2. Установкой дополнительных уплотнительных колец и просверливанием разгрузочных отверстий ступицы, благодаря чему почти полностью выравниваются давления, действующие с обеих сторон рабочего колеса в пространстве между уплотнением и валом (рис. 7.14,*б*). Такой способ уравновешивания удобен, прост и поэтому широко распространен.

К недостаткам описанного способа разгрузки следует отнести некоторое понижение объемного КПД насоса за счет перетекания жидкости через отверстия и ухудшения структуры потока при входе на рабочие лопасти вследствие местных потоков через разгрузочные отверстия.

3. Установкой гидравлической пяты в многоступенчатых насосах секционного типа (или разгрузочной шайбы в одноступенчатых насосах, принцип действия которой тот же), рис. 7.14,*в*. Гидравлическая пята *1* закрепляется на валу насоса с напорной стороны за последним рабочим колесом *3*. Жидкость из рабочего колеса *3* поступает через кольцевой зазор *2* в промежуточную камеру *4*. Затем она проходит через торцевой зазор *5* в разгрузочную камеру *6*, соединенную трубкой *7* с подводом первой ступени насоса. Так как давление в промежуточной камере значительно больше, чем в разгрузочной, на диск гидравлической пяты действует усилие, разгружающее осевое усилие ротора. Гидравлическая пята является саморегулирующимся устройством: зазор *5* автоматически устанавливается за счет осевых смещений ротора таким, что разность сил давления по обе стороны диска пяты равна усилию на роторе насоса. Действительно, пусть осевая сила F ротора увеличится. При этом ротор насоса сместится влево, зазор *5* уменьшится, утечка жидкости через него станет меньше, перепад давлений на зазоре *2* уменьшится, что приведет к возрастанию давления в промежуточной камере *4* и, следовательно, к возрастанию разгружающей силы. При этом разгружающая сила сравняется с осевым усилием. При разгрузке ротора насоса от осевого усилия

с помощью гидравлической пяты упорные подшипники не требуются. Недостатком гидравлической пяты являются дополнительные утечки и трение диска, уменьшающие КПД насоса.

Детали узла гидравлической разгрузки обычно выполняются из хромистой стали.

7.11 Конструктивное исполнение и промышленное применение центробежных насосов

Рассмотрим вначале конструкции основных узлов и деталей насосов, поскольку именно они определяют отдельные типы насосов.

Корпусные детали. Конструкция корпуса насоса зависит от трех основных факторов: давления, температуры и свойств перекачиваемой жидкости.

Для энергетических центробежных насосов наибольшее распространение получили три типа конструкции корпуса: корпус с осевым разъемом, секционный и двойной корпус (рис. 7. 15).

Разъемные корпуса (рис. 7.15,*а*) применяются для одноступенчатых и многоступенчатых насосов. Корпус состоит из двух частей: крышки корпуса *1* и нижней детали *2*, которые представляют собой отливки сложной формы. Непосредственно в отливках выполняются водопроводящие полости — подводы, спиральные и кольцевые, отводы и переводные каналы. В некоторых типах насосов жидкость переводится от ступени к ступени по переводным трубам, которые более благоприятны в гидравлическом отношении по сравнению с переводными каналами, но увеличивают габариты насоса. Отливка корпусных деталей должна обеспечивать высокие точность геометрических размеров (обычно 2-й класс) и чистоту поверхностей проточной части.

Одним из основных требований является обеспечение надлежащей прочности и плотности отливок, что проверяется гидравлическими испытаниями корпуса.

Одно целое с нижней частью корпуса составляют входной и выходной (напорный) патрубки, опорные лапы. Выносные корытообразные кронштейны *3* служат для установки и крепления корпусов подшипников.

Крышка корпуса крепится к нижней части шпильками, обеспечивающими контактное уплотняющее усилие по плоскости разъема. Плоскость разъема уплотняется прокладкой толщиной 0,5—1 мм, реже — за счет контакта тщательно обработанных плоскостей крышки и нижней

части корпуса. Для транспортировки насоса в крышке делают специальные приливы в виде крюков, а иногда — проушины в ребрах жесткости или бобышки для рым-болтов.

Расточка внутренних отверстий корпуса и отверстий *4* под концевые уплотнения производится в собранном кор-

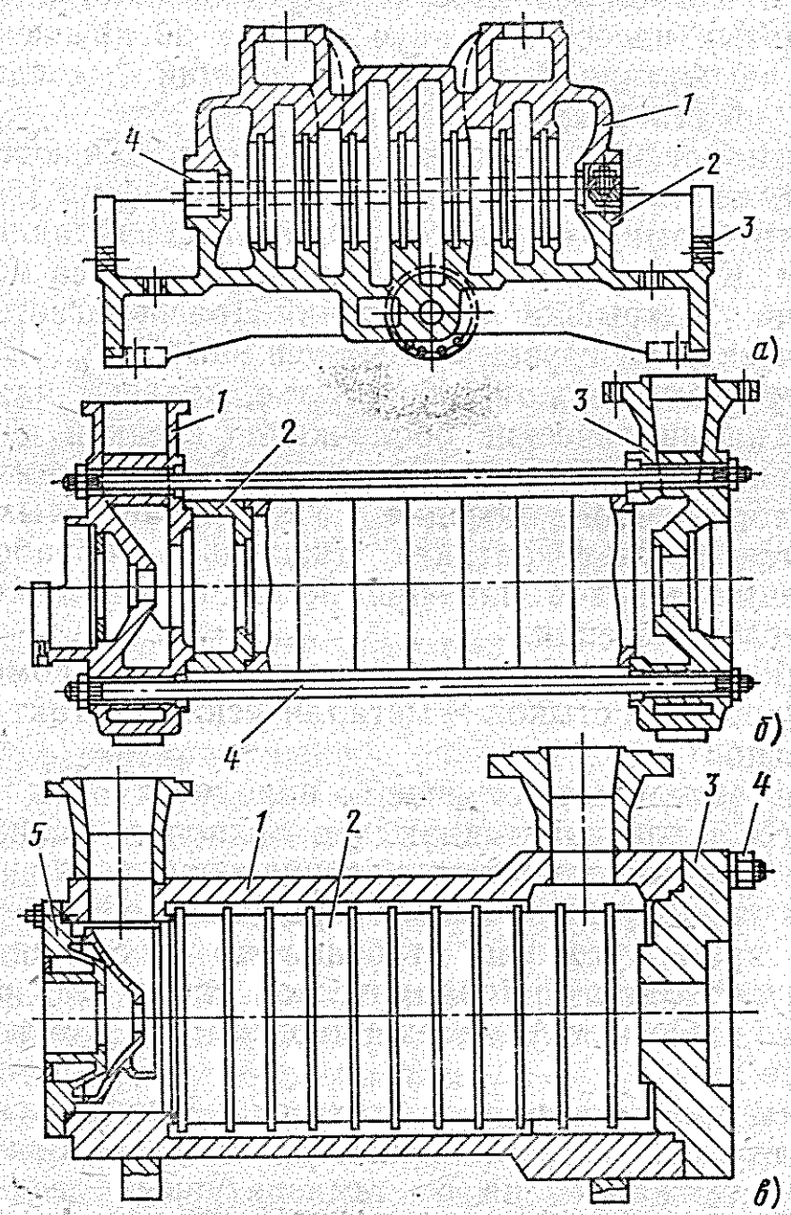


Рис. 7.15. Конструктивные типы корпусов насосов:
а — разъемный; *б* — секционный; *в* — двойной

пусе. Наличие горизонтального разъема дает возможность производить разборку насоса без отсоединения трубопроводов.

В корпусе выполняются отверстия для выпуска воздуха и слива воды из насоса.

Для неагрессивных холодных жидкостей при давлениях до 5 МПа корпус обычно отливается из серого чугуна. При более высоких давлениях применяется литье из углеродистой стали.

Для специальных насосов корпуса выполняются из легированных сталей, бронзы, пластмасс и др.

Секционный корпус (рис. 7.15,*б*) применяется для многоступенчатых насосов. Корпус состоит из крышек всасывания *1*, нагнетания *3*, комплекта секций *2*, соединенных между собой стяжными болтами *4*.

Крышки всасывания и нагнетания выполняются цельнолитыми, сварно-литыми или сварно-коваными с приварными патрубками, опорными лапами, направляющими шпонками. К крышкам подсоединяются корпуса концевых уплотнений. В крышке нагнетания располагается узел гидравлической разгрузки осевых усилий.

Секции представляют собой литье, кованые или штампованные цилиндрические оболочки со стенкой и центрируются между собой крышками на цилиндрических заточках по напряженной посадке. Уплотнение стыков осуществляется за счет контакта тщательно обработанных уплотняющих поясков или при помощи уплотнительных колец круглого сечения.

В особо ответственных насосах применяют комбинированное уплотнение стыков — металлический контакт и резиновое кольцо.

Секции отдельных ступеней находятся под разным внутренним давлением, однако по технологическим соображениям они выполняются с одинаковой толщиной стенок. Если конструкцией насоса предусмотрен отбор жидкости от промежуточной ступени, то ее секция имеет увеличенную толщину цилиндрической части. Для облегчения сборки насоса в секциях иногда предусматривают монтажные лапы.

Уплотняющее усилие в стыках секций создается стяжными болтами. В «горячих» насосах стяжные болты воспринимают также усилия от температурных деформаций корпуса.

Крышки насоса изготовляются из серого чугуна, углеродистой или малолегированной стали. Уплотнительные пояски крышек могут иметь наплавку электродами из легированной стали.

Секции изготовляются из чугуна, углеродистой или хромистой стали. Внутри секций по плотной или скользящей посадке устанавливаются направляющие аппараты, представляющие собой круговую решетку неподвижных

лопастей, которые фиксируются от проворачивания в секции специальными стопорными штифтами или винтами.

Наиболее часто встречающиеся типы направляющих аппаратов показаны на рис. 7.16: это направляющий аппарат лопастного или канального типа, в котором диффузорные отводящие каналы соединены непосредственно с обратными подводящими каналами следующей ступени

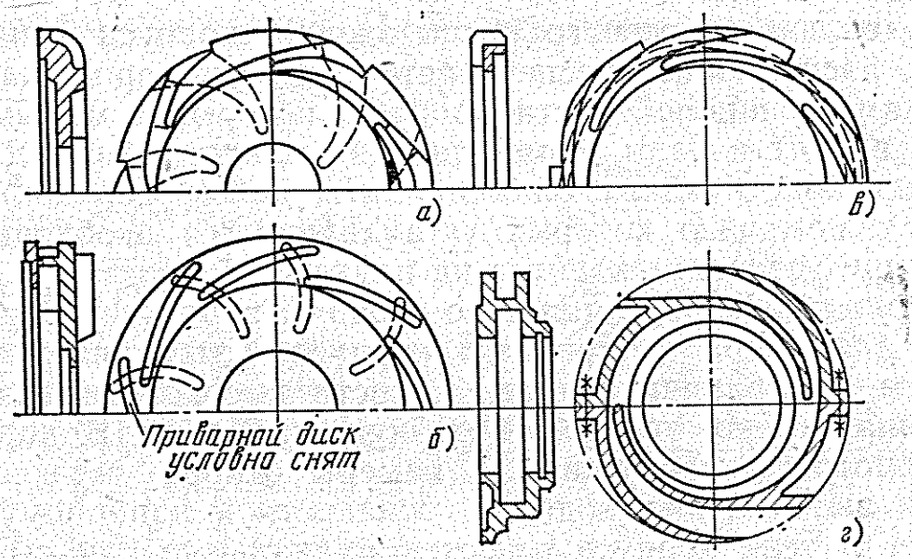


Рис. 7.16. Типы направляющих аппаратов

(рис. 7.16,*а*); направляющий аппарат лопастного типа, в котором отводящие и обратные подводящие каналы разъединены кольцевым пространством (рис. 7.16,*б*); направляющий аппарат, в котором каналы отвода выполнены в одной детали, а обратные подводящие каналы — в другой сопрягаемой детали (рис. 7.16,*в*).

При неразборном роторе насоса применяются аппараты с разъемом по оси ротора (рис. 7.16,*г*). Обе половинки соединяются между собой болтами.

Для холодной нейтральной воды при средних значениях скорости потока направляющие аппараты отливаются из чугуна или углеродистой стали, при высоких скоростях потока и высокой температуре перекачиваемой жидкости — из хромистой стали. Каналы направляющих аппаратов доступны для механической обработки.

Двойной корпус (см. рис. 7.15,*в*) состоит из наружного *1* и внутреннего *2* корпусов, закрытых с торцов крышками всасывания *5* и нагнетания *3*.

Основной базовой деталью двухкорпусного насоса является наружный корпус, представляющий собой кованый полый цилиндр из качественной углеродистой стали.

К корпусу привариваются входной и напорный патрубки, которые располагаются вертикально.

К корпусу приварены четыре лапы, опорные поверхности которых располагаются строго в горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса, для создания наиболее благоприятных условий тепловому расширению насоса. Опорными лапами насос опирается на тумбы фундаментной плиты.

Правильность осевого расположения корпуса при тепловом расширении обеспечивается двумя продольными шпонками в нижней части корпуса, которые с малым зазором входят в пазы направляющих планок плиты. В некоторых конструкциях планки плиты имеют передвижные щеки, с помощью которых устанавливается необходимый зазор при установке корпуса на плите.

Наружный корпус имеет со стороны входного патрубка уступ для упора внутреннего корпуса. Стыки наружного корпуса, разграничивающие полости высокого и низкого давления, имеют эрозионно-стойкую наплавку. В корпусе предусмотрены расточка для камеры отбора и эксцентричная выточка для подвода жидкости к напорному патрубку. В теле корпуса имеются радиальные каналы для подсоединения трубопроводов отбора. Выполнены также специальные сверления для прогрева насоса.

Приварные патрубки имеют или фланцы, или разделку под приварку трубопроводов. Траспортировка насоса осуществляется за патрубки при их верхнем расположении или за специальные проушины, приваренные к наружному корпусу,— при нижнем расположении патрубков.

Крышка нагнетания *3* представляет собой поковку из качественной углеродистой стали, крепится к торцу наружного корпуса шпильками *4*. Крышка воспринимает большие усилия от давления, создаваемого насосом. Наряду с прочностью она должна обладать жесткостью по условиям работы узлов гидравлической разгрузки и концевого уплотнения, расположенных в крышке. В крышке есть сверление, по которому отводится вода от гидравлического разгрузочного устройства. С наружной стороны к крышке шпильками крепится корпус заднего концевого уплотнения.

С внутренней стороны крышки выполнены два центрирующих выступа, имеющих защитную наплавку эрозионно-стойким металлом, которые служат для установки крышки в наружный корпус и для центровки по ней внутреннего корпуса. При затяжке шпилек между фланцем напорной крышки и торцом наружного корпуса должен

быть равномерный зазор для обеспечения равномерного обжатия прокладки и возможности повторного использования прокладки в случае крайней необходимости. Для транспортировки крышки в верхней части ее предусмотрен грузовой винт.

Со стороны входного патрубка наружный корпус закрывается крышкой всасывания, представляющей собой сварную конструкцию с камерами и каналами переднего концевого уплотнения. Плотность стыка крышки и наруж-

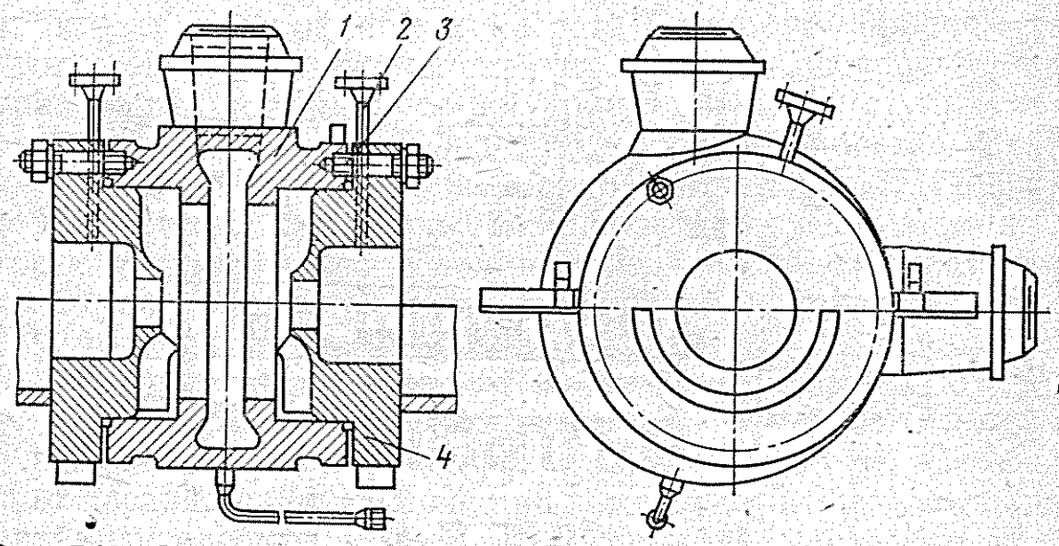


Рис. 7.17. Спиральный корпус с торцевым разъемом

ного корпуса обеспечивается уплотнительным кольцом из термостойкой резины или гладкой металлической прокладкой. Гайки шпилек, крепящих крышку к наружному корпусу, должны быть затянуты до жесткого металлического контакта торцов стыка. К крышке всасывания крепится полуспиральный подвод первой ступени насоса.

Внутренний корпус *2* является отдельным сборочным элементом насоса. Вместе с ротором детали его образуют проточную часть насоса. Корпус представляет собой набор отдельных кованых секций из хромистой стали, скрепленных между собой болтами. Секции, в которых выполнены сверления отбора, имеют увеличенную толщину стенки. Они крепятся между собой специальными винтами. Конструкция внутреннего корпуса аналогична секционному насосу (см. рис. 7.15,*б*).

Секция последней ступени внутреннего корпуса выполняется как одно целое с направляющим аппаратом и имеет бурт для центровки с крышкой нагнетания.

Для ряда насосов АЭС применяются корпуса, имеющие торцевые разъемы в плоскостях, перпендикулярных оси ротора насоса (рис. 7.17).

Центральная часть корпуса (собственно корпус) *1* выполняется в виде литой или сварно-кованой детали с отлитыми или приварными патрубками. В корпусе выполнены каналы спирального или кольцевого отвода. К корпусу привариваются опорные лапы и трубка для опорожнения насоса. С торцов корпус закрывается крышками *4*. С помощью шпилек *3* создается необходимое усилие для сжатия плоских прокладок и восприятия усилия от

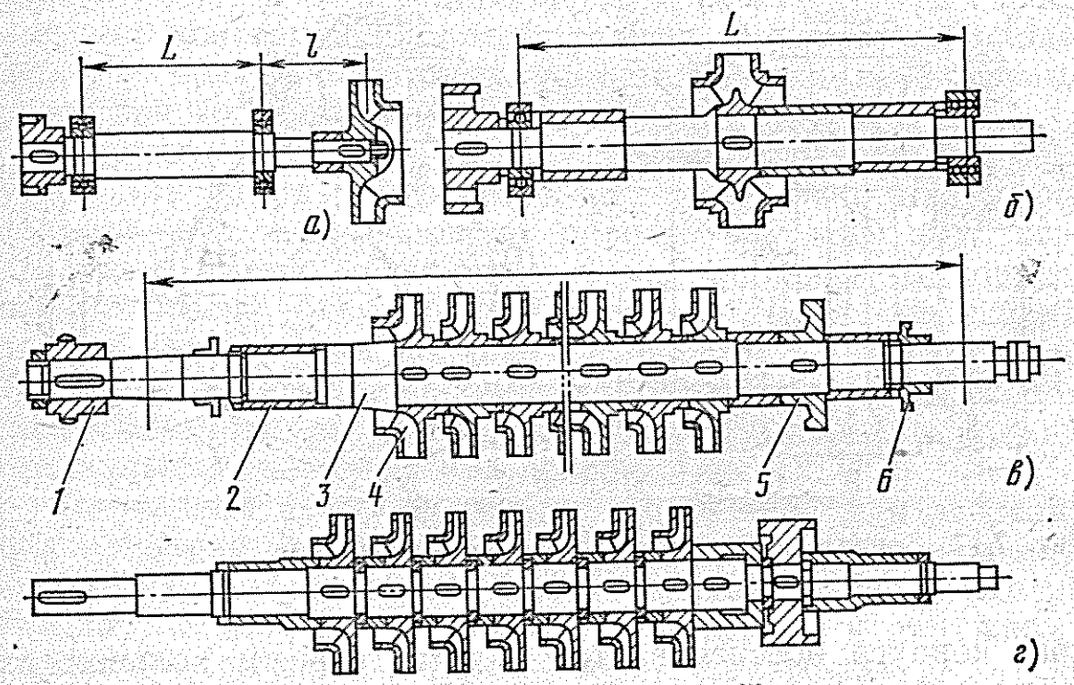


Рис. 7.18. Типы роторов лопастных насосов

внутреннего давления. В крышках выполнены сверления, к которым привариваются трубопроводы *2* для подвода запирающей жидкости и отвода утечек от концевых уплотнений. Такая конструкция корпуса также позволяет осуществлять разборку насоса без отсоединения трубопроводов. Корпуса насосов АЭС изготовляются из высоколегированных сталей. Механические расчеты стальных корпусов, представляющих собой совокупность оболочек сложной формы, производятся с помощью специальных методов теории упругости, для этих расчетов широко применяются современные ЭВМ.

Детали ротора. *Ротор* насоса представляет собой отдельную сборочную единицу, которая в значительной мере определяет экономичность, надежность и долговечность

работы лопастных насосов. Ротор в основном определяет динамическую устойчивость работы насоса.

Ротор центробежного насоса (рис. 7.18,*в*) состоит из вала *3*, комплекта рабочих колес *4*, деталей разгрузки осевого усилия *5*, защитных *2* и водоотбойных (маслоотбойных) колец *6*, полумуфты *1* и крепежа.

В одноступенчатых насосах рабочее колесо располагается либо на консольном участке вала с вылетом *l* (рис. 7.18,*а*), либо между опорами (рис. 7.18,*б*) на равном расстоянии между опорами.

Конструкция ротора многоступенчатого насоса зависит от конструктивной схемы насоса. При одностороннем расположении рабочих колес и скользящей посадке на вал (разборный ротор) рабочие колеса торцами ступиц упираются друг в друга и передают суммарное осевое усилие на бурт вала (рис. 7.18,*в*). В случае неперпендикулярности торцов ступиц возможны возникновение перетоков жидкости по валу и его дополнительный изгиб. Поэтому торцы ступиц обрабатываются с перпендикулярностью 0,01—0,02 мм при высокой чистоте контактных поверхностей. В «горячих» насосах между комплектом рабочих колес и упорной втулкой предусмотрен зазор 0,5—1 мм для компенсации тепловых расширений деталей ротора. Скользящая посадка рабочих колес на вал создает возможность для разбалансировки ротора. Наиболее благоприятные условия для обеспечения уравновешенности создаются при неразборной конструкции ротора, когда рабочие колеса посажены на вал с натягом (рис. 7.18,*г*). Сборка и разборка такого ротора, как правило, производится с подогревом ступицы рабочего колеса. Вал такого ротора имеет ступенчатое уменьшение диаметров посадочных поверхностей под колеса.

При больших осевых силах во избежание смятия торцов ступиц рабочие колеса по группам или каждое в отдельности имеют индивидуальный упор в разъемное кольцо, располагаемое в выточке вала.

Допустимые значения биения, мм, ответственных поверхностей ротора не должны превышать следующие значения:

Уплотнения рабочих колес	0,05—0,08
Втулки концевых уплотнений	0,03—0,04
Торцевая поверхность разгрузочного диска	0,02
Шейки вала под подшипники	0,01—0,02

Биение должно проверяться при зажатом и отпущенном положении комплекта рабочих колес на роторе. Рото-

ры центробежных насосов проходят динамическую балансировку при частоте вращения, близкой к номинальной. *Вал* — базовая деталь ротора. Максимальный диаметр вала обычно выбирается в месте посадки рабочих колес, а к концам диаметр вала ступенчато уменьшается. Посадочные размеры вала обрабатываются по 2-му классу точности. Уступ вала для упора рабочих колес должен быть выполнен строго перпендикулярно оси, а оси шпоночных пазов должны лежать в плоскостях, проходящих через ось ротора. Валы насосов, перекачивающих холодные жидкости, обычно изготовляются из поковок стали 40, 45 или 40Х. Материал вала «горячих» насосов должен сохранять свои механические свойства при высоких температурах и иметь коэффициент линейного расширения, примерно равный коэффициенту линейного расширения других деталей ротора. Для валов питательных насосов широко применяются поковки из стали 40ХФА. Вал работает при знакопеременных нагрузках. Диаметр вала определяют из статического расчета вала на прочность и динамического расчета на критическую частоту вращения при выбранном пролете L между опорами (рис. 7.18).

Номинальная частота вращения ротора должна лежать в диапазоне

$$(1{,}4 \div 1{,}25)\, n_{кр} \leqslant n_{ном} \leqslant (0{,}7 \div 0{,}8)\, n_{кр}. \qquad (7.33)$$

Гидродинамические силы в щелевых уплотнениях ротора могут существенно увеличить жесткость ротора. В многоступенчатых насосах с напором на ступень 100—300 м увеличение критической частоты вращения ротора в жидкости по сравнению с расчетом на воздухе определяют по соотношению

$$n_{кр.ж} = (2{,}5 \div 3{,}5)\, n_{кр.возд}.$$

Основное назначение втулок — предохранять вал от коррозии, эрозии и износа. Втулки представляют собой цилиндрические детали с гладкой наружной поверхностью (шероховатость $R_z = 1{,}25 \div 0{,}63$). Для повышения износостойкости втулок рабочая поверхность их должна иметь высокую твердость. Требования к торцам втулок аналогичны требованиям к торцам ступиц рабочих колес. Материал втулок выбирают в зависимости от их назначения, чаще всего это термообработанная хромистая сталь.

Рабочее колесо является основным органом насоса, в котором происходит преобразование механической энергии в гидравлическую. Это предъявляет повышенные требования к обеспечению точности герметических размеров

и чистоты поверхностей каналов рабочего колеса, по которым проходит жидкость. В центробежных насосах преобладающее распространение получили рабочие колеса закрытого типа, заготовки для которых получаются методами точного литья.

Ориентировочные значения допускаемых отклонений размеров рабочего колеса в долях наружного диаметра D_2 приведены ниже:

Наружный диаметр	0,002—0,004
Диаметр входной воронки	0,005—0,010
Диаметр втулки	0,005—0,010
Ширина колеса на выходе	0,001—0,002
Шаг лопасти:	
на входе	0,003—0,005
на выходе	0,005—0,008
Толщина лопасти	0,002—0,003

В большинстве разновидностей центробежных насосов применяют литые цельные рабочие колеса закрытого типа (рис. 7.19,*а*), которые состоят из трех главных элементов: основного диска со ступицей *3*, покрывающего диска *1* и лопастей *2*. Лопасти имеют цилиндрическую (одинарной кривизны) или пространственную (двойной кривизны) форму. Лопасти и диски образуют межлопастные каналы диффузорного типа, по которым протекает жидкость от центра к периферии.

В ступице рабочего колеса имеется шпоночный паз для крепления колеса на валу насоса. Для уменьшения

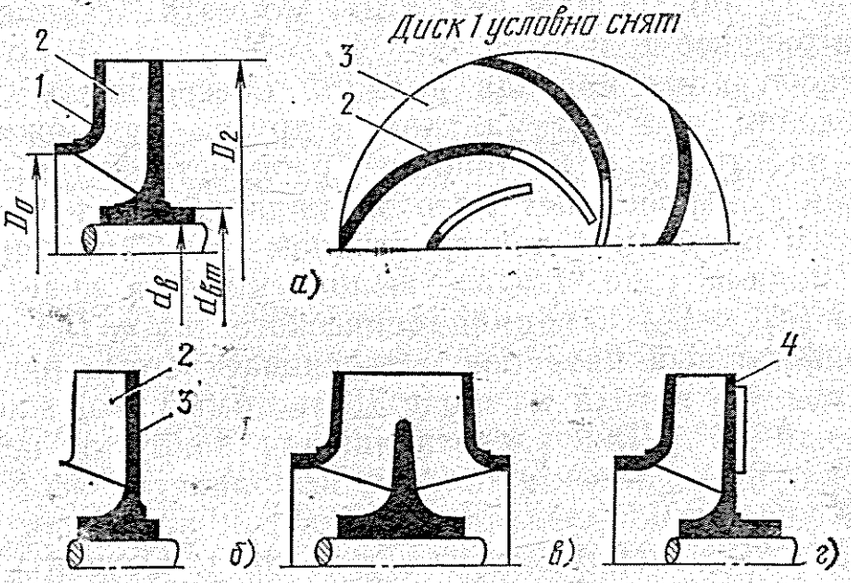


Рис. 7.19. Схемы рабочих колес лопастных насосов:
а — закрытого типа; *б* — полуоткрытого типа; *в* — дустороннего входа; *г* — с импеллером

перетоков жидкости по валу шпоночный паз обычно выполняется не на всю длину ступицы рабочего колеса.

В химических и некоторых специальных насосах применяют рабочие колеса полуоткрытого типа (рис. 7.19,*б*), в которых отсутствует покрывающий диск. Между торцами лопастей *2*, отлитых совместно с основным диском *3*, и корпусом выдерживается зазор 0,3—0,5 мм, который выполняет роль переднего уплотнения.

Рабочие колеса двустороннего входа (рис. 7.19,*в*) представляют собой два одинаковых рабочих колеса одностороннего входа, соединенных между собой общей ступицей. Они выполняются цельнолитыми или состоящими из двух половин (сварно-литыми). Достоинством таких рабочих колес является хорошая осевая их уравновешенность.

Для разгрузки от осевых усилий или защиты уплотнений от попадания твердых частиц применяют рабочие колеса с радиальным импеллером (рис. 7.19,*г*), представляющим собой радиальные лопасти с наружной стороны основного диска. Между торцами лопастей *4* импеллера и корпусом выполняется зазор 0,5—1,0 мм.

Подводящие устройства. *Подводящим устройством (подводом)* называется участок проточной части насоса от входного патрубка до входа в рабочее колесо первой ступени.

Подводы предназначены для подвода жидкости к рабочему колесу с минимальными потерями, создания равномерного поля скоростей на входе в рабочее колесо и обеспечения заданного или нулевого момента скорости на входе в рабочее колесо.

Конфигурация подвода должна обеспечивать требуемые условия при оптимальном и других возможных режимах работы насоса. Наиболее распространенные схемы подводов центробежных насосов приведены на рис. 7.20.

Самым простым в конструктивном отношении является осевой подвод (рис. 7.20,*а*), выполненный в виде конфузорного ($d_{вх} > D_0$) или цилиндрического ($d_{вх} = D_0$) патрубка. Конфузорный патрубок обеспечивает более равномерную структуру потока на входе. Допустимый угол конфузорности — до 15°. Для предотвращения закрутки потока в подводе самим рабочим колесом выполняется ребро обтекаемой формы, направленное вдоль оси вращения ротора (на рис. 7.20 повернуто условно на 90°). Осевой подвод широко применяется в консольных, горизонтальных и вертикальных насосах. Иногда его имеют и многоступенчатые насосы с проходным валом. В этом случае в подво-

де предусматривается опорный подшипник, смазываемый перекачиваемой жидкостью.

Боковой подвод в виде колена (рис. 7.20,*б*) для насосов с $n_s < 100$ в гидравлическом отношении равноценен осевому. Радиус кривизны колена выбирается максимальным из конструктивных соображений для того, чтобы уменьшить возможность отрыва потока и образования в нем мертвых зон. Колено выполняется конфузорным ($d_{вх} > D_0$) или постоянного сечения ($d_{вх} = D_0$). Подвод такого типа применяется в консольных насосах, одно- и многоступенчатых насосах с проходным валом.

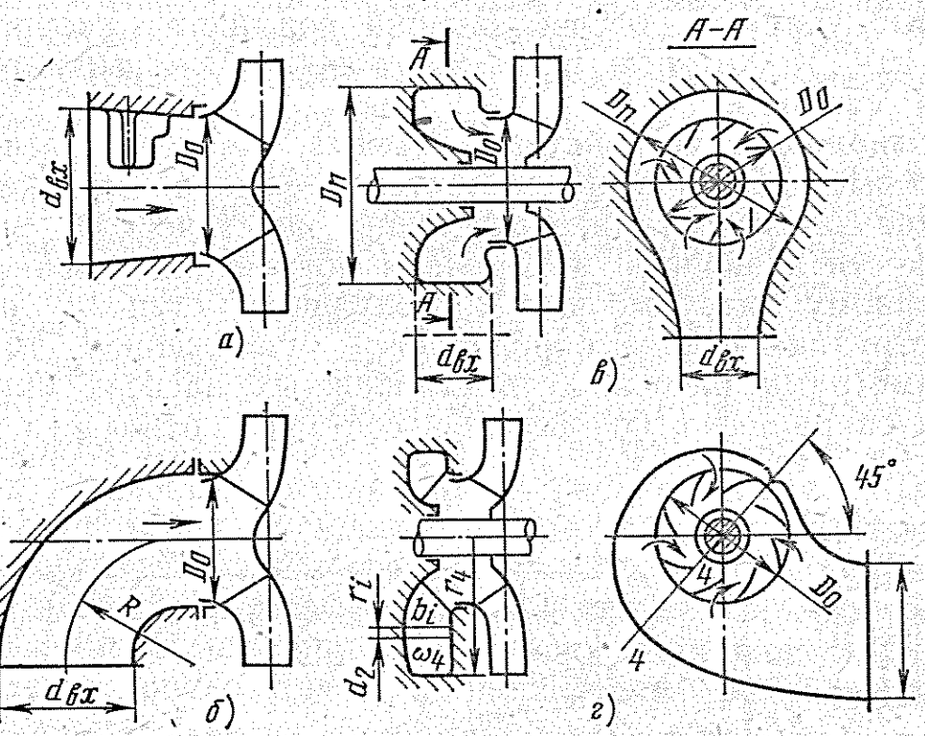


Рис. 7.20. Схемы подводов центробежных насосов:
а — осевой; *б* — боковой (в виде колена); *в* — боковой кольцевой; *г* — боковой полуспиральный

В центробежных энергетических насосах наибольшее распространение получили боковые подводы кольцевого и полуспирального типов.

Кольцевой подвод (рис. 7.20,*в*) представляет собой кольцевую камеру диаметром $D_п$ с постоянным поперечным сечением, которая плавно соединяется с входным патрубком. Достоинством кольцевых подводов является их простота, а недостатком — неосесимметричность потока на входе в рабочее колесо и наличие «мертвых» зон в области, противоположной входному патрубку. Это приводит к снижению КПД насоса. Кольцевые подводы применя-

ются в грунтовых, шламовых и некоторых типах многоступенчатых насосов.

Полуспиральный подвод (рис. 7.20,*г*) обеспечивает более благоприятное обтекание вала и дает равномерное поле скоростей. Это способствует снижению потерь в насосе. Полуспиральный подвод обеспечивает лучшие кавитационные качества насосов, работающих с положительной высотой всасывания. Если насосы работают со значительным подпором, то полуспиральные и кольцевые подводы практически равноценны.

В кольцевом и полуспиральном подводах непосредственно перед входом потока в колесо выполняется конфузорный участок, обеспечивающий повышение скорости на 10—15%, в котором происходит некоторое выравнивание поля скоростей.

Отводящие устройства (отводы). Непосредственно за рабочим колесом располагается *отвод* насоса, который предназначен для преобразования кинетической энергии жидкости в энергию давления и подведения жидкости к напорному патрубку или к следующей ступени насоса. Конструкция отвода определяется назначением, типом и параметрами насоса. В центробежных насосах применяются спиральные, кольцевые и составные отводы, а также

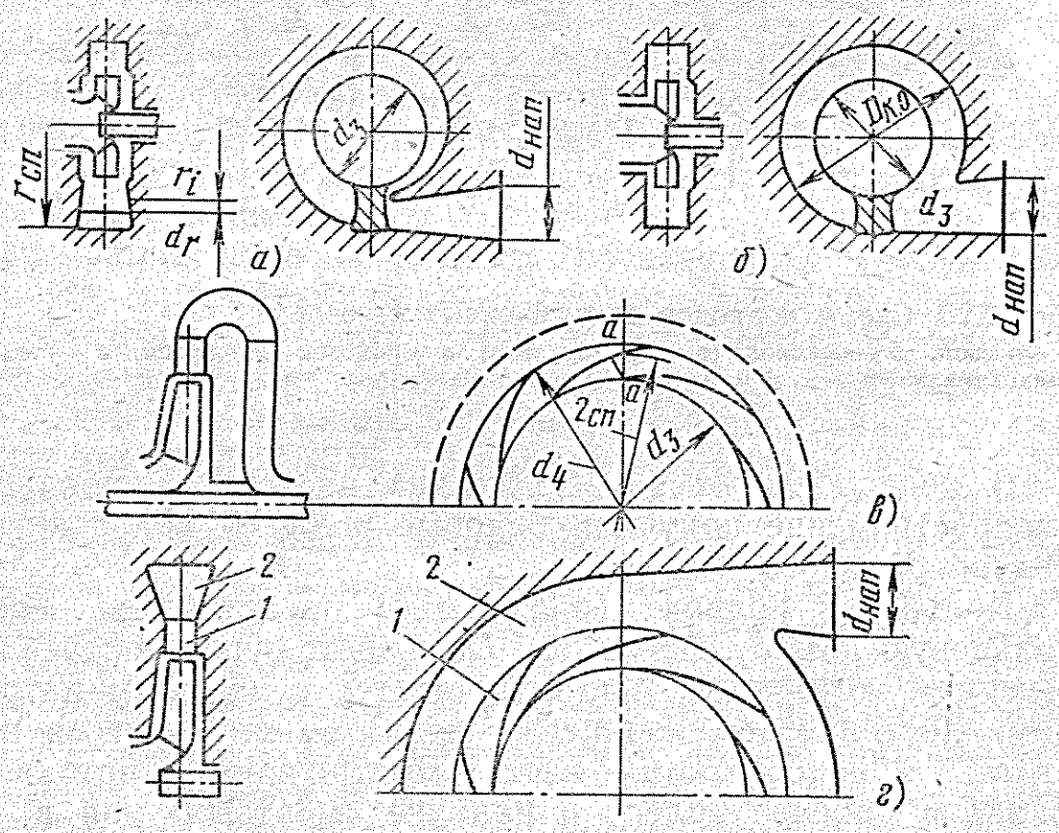


Рис. 7.21. Схемы отводов центробежных насосов:
а — спиральный; *б* — кольцевой; *в* — направляющий; *г* — составной

направляющие аппараты лопастного или канального типа (рис. 7.21). Спиральный отвод (рис. 7.21,*а*) распространен в одно- и двухступенчатых насосах. Проточная полость отвода выполняется непосредственно в отливке корпуса. При расчете отвода определяется размер сечения спирали при входе в диффузор.

Угол расхождения диффузорного патрубка выбирается в пределах 6—8°. В патрубке происходит изменение формы сечения спирали — от трапециевидной или прямоугольной в цилиндрическую форму напорного патрубка диаметром $d_{нап}$ (рис. 7.21,*а*).

В насосах, перекачивающих жидкости с твердыми включениями, применяют кольцевые отводы (рис. 7.21,*б*), представляющие собой кольцевую камеру диаметром $d_{к.о}$, переходящую в диффузорный патрубок.

В многоступенчатых насосах отводы выполняются в виде направляющих аппаратов (рис. 7.21,*в*). Направляющий аппарат лопастного типа выполняется в виде решетки из неподвижных спиральных лопастей, расположенных по периферии рабочего колеса. При малом числе лопастей направляющий аппарат изготовляется в теле отвода в виде отдельных каналов. Он называется направляющим аппаратом канального типа. В направляющем аппарате поток жидкости, выходящий из рабочего колеса, делится на ряд потоков по количеству межлопастных каналов. Межлопастной канал состоит из двух частей: спиральной до сечения *а-а* и диффузорной. Следовательно, направляющий аппарат можно рассматривать как ряд спиральных отводов, расположенных по периферии рабочего колеса.

В направляющих аппаратах многоступенчатых насосов отводящие каналы, как правило, соединены (выполнены в одной детали) с каналами обратного подводящего аппарата, который служит для подведения жидкости к рабочему колесу следующей ступени. Решетка обратного подводящего аппарата профилируется исходя из условий обеспечения ускоренного потока на входе в рабочее колесо последующей ступени. Каналы направляющих аппаратов обычно легко доступны для механической обработки, что дает возможность обеспечить высокую точность их геометрических размеров и хорошую чистоту поверхностей.

Для крупных насосов в ряде случаев применяют составные отводы (рис. 7.21,*г*), представляющие собой последовательно расположенные направляющий аппарат лопастного типа *1* и спиральный или кольцевой отвод *2*.

Применение составного отвода дает возможность расширить рабочую часть характеристики насоса.

Соединительные муфты. В центробежных насосах обычно применяются три типа: упругие, упругопальцевые и зубчатые. Посадка их на вал производится обычным способом.

Уплотнения насоса. *Уплотнения* насоса можно разбить на две группы — наружные (концевые) уплотнения вала и внутренние уплотнения ступени. Концевые уплотнения предназначены для предотвращения утечек перекачиваемой жидкости из насоса, недопущения попадания воздуха в насос при его работе с разрежением на входе, обеспечения охлаждения вала при перекачивании горячих жидкостей.

Концевые уплотнения делятся на три группы: контактные, бесконтактные и комбинированные. Из контактных уплотнений наибольшее распространение получили в насосах сальниковые и торцевые уплотнения и уплотнения с плавающими кольцами.

Набивные сальниковые уплотнения (рис. 7.22) просты, они надежно работают при давлении перед сальником до 1 МПа и окружной скорости вращения втулки вала до 20 м/с. В корпус сальника *1* закладываются кольца набивки *2*. В осевом направлении кольца набивки поджимаются нажимной втулкой *3*, при этом набивка прижимается к защитной втулке *4* вала, обеспечивая уплотнение. Для создания лучшего прилегания набивки к втулке опорные поверхности нажимной втулки и кольца корпуса выполнены со скосом под углом

$$\alpha = 5 \div 10^\circ \quad \text{(рис. 7.22,}а\text{)}.$$

При нормальной работе сальника через него должна протекать тонкая струйка жидкости для отвода теплоты трения и смазки трущихся поверхностей. Нажимное усилие на сальник должно быть минимальным при обеспечении требуемой герметичности.

Для ориентировочного выбора толщины кольца набивки рекомендуют применять формулу

$$s = \sqrt{d} \quad \text{при} \quad d < 100 \text{ мм}$$

или

$$s = \frac{2}{3}\sqrt{d} \quad \text{при} \quad d > 100 \text{ мм}.$$

Для равномерного распределения напряжений число колец набивки рекомендуется принимать не более четырех. Для выравнивания распределения радиальных напряжений вдоль длины пакета набивки у опорных поверхностей втулки и корпуса делают скос в одну сторону, под углом примерно 60° (рис. 7.22,*ж*).

При наличии разрежения на входе ($p_0 < p_{атм}$) между кольцами набивки устанавливается кольцо *5* гидрозатвора, к которому подводится запирающая жидкость. Кольца гидрозатвора устанавливаются также, когда недопустима утечка перекачиваемой жидкости наружу. При этом давление запирающей жидкости $p_з = (1{,}25 \div 1{,}3)p$ (рис. 7.22,*б*).

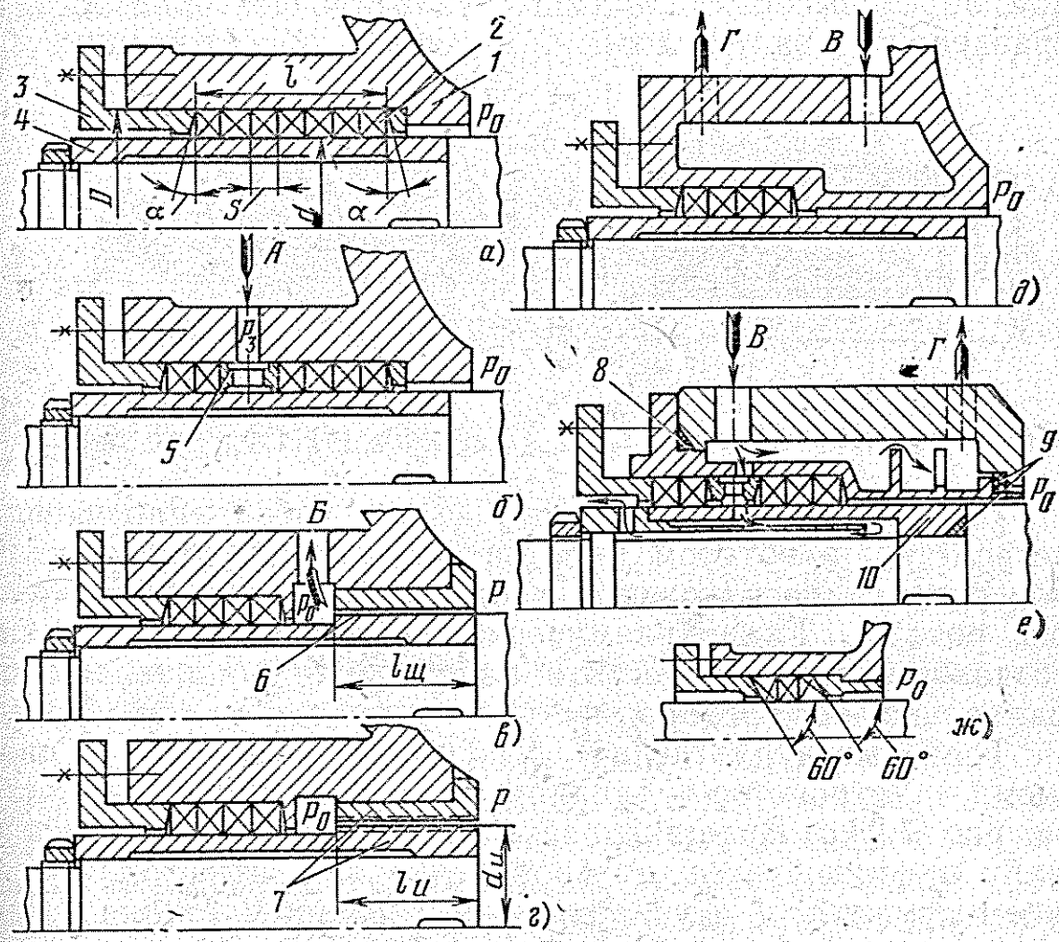


Рис. 7.22. Схемы сальниковых уплотнений:
А — подвод запирающей воды; *Б* — отвод воды разгрузки; *В* — подвод; *Г* — отвод охлаждающей воды

Если давление уплотняемой жидкости превышает 1 МПа, перед сальником выполняют разгрузку в виде цилиндрической дросселирующей щели *6* длиной $l_щ$ (рис. 7.22,*в*) или осевого импеллера *7* (рис. 7.21,*г*). Осевой импеллер представляет собой винтоканавочный или лабиринтный насос, расположенный в зоне уплотнения вала.

Винтовая нарезка (прямоугольной или трапецеидальной формы) на втулке вала выполнена таким образом, чтобы при вращении вала жидкость подавалась внутрь корпуса.

В «горячих» насосах предусматривается охлаждение уплотнения. Охлаждение может быть наружным (рис. 7.22,*д*) и комбинированным (рис. 7.22,*е*). В последнем случае втулка *10* вала изготавливается из двух частей. В ней предусмотрены отверстия для протока охлаждающей жидкости по валу. Охлаждаемые полости уплотняются резиновыми кольцами *8* и *9*.

Торцевые уплотнения часто применяются в центробежных насосах, поскольку работают практически без утечек при более высоких давлениях уплотняющей жидкости по сравнению с сальниковыми, просты в обслуживании.

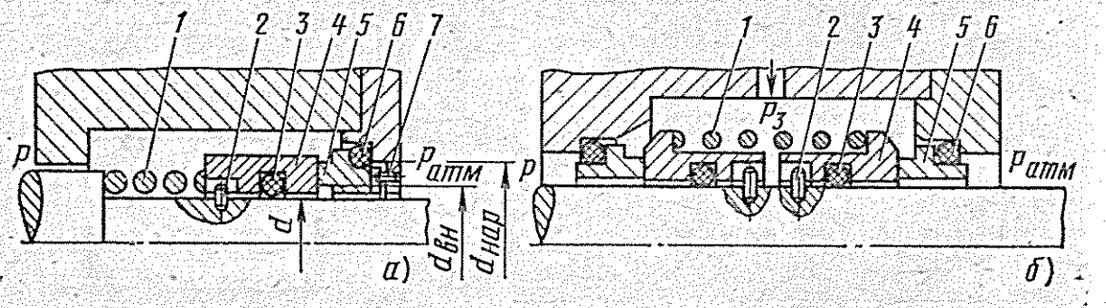


Рис. 7.23. Схема одинарного (*а*) и двойного (*б*) торцевых уплотнений

Торцевое уплотнение представляет собой уплотняющее устройство, в котором плоские кольцевые уплотняющие поверхности расположены в плоскости, перпендикулярной оси ротора. Гидродинамические и механические усилия, создающие герметичность в паре трения, направлены параллельно оси ротора.

Торцевые уплотнения бывают одинарными и двойными. Устройство одинарного уплотнения показано на рис. 7.23,*а*. Вращающаяся втулка *4* устанавливается на валу и фиксируется от проворачивания штифтом *2*. Усилием пружины *1* и уплотняемым давлением втулка *4* прижимается к неподвижной втулке *5*, которая от проворачивания в корпусе фиксируется штифтом *7*. На кольцевой плоской поверхности, ограниченной диаметрами $d_{нар}$ и $d_{вн}$, образуется плотный контакт, препятствующий проникновению жидкости из полости насоса. Уплотнение неподвижных стыков осуществляется резиновыми кольцами *3* и *6*. В процессе эксплуатации контактные поверхности втулок *4* и *5* изнашиваются. Для обеспечения постоянного надежного контакта вращающаяся или неподвижная втулки выполняются подвижными в осевом направлении.

При работе одинарного торцевого уплотнения имеет место незначительная протечка $(0{,}6 \div 30) \cdot 10^{-3}$ м³/с. Если насосы перекачивают токсичные или радиоактивные жидкости, а также жидкости, содержащие абразивные частицы, целесообразно применять двойное торцевое уплотнение.

Двойное торцевое уплотнение (рис. 7.23,*б*) представляет собой конструкцию из двух одинарных уплотнений, образующих замкнутую камеру, в которую подводится чистая запирающая жидкость от внешнего источника с давлением $p_з$, превышающим уплотняемое давление p. Запирающая жидкость нередко выполняет также функцию охлаждающей.

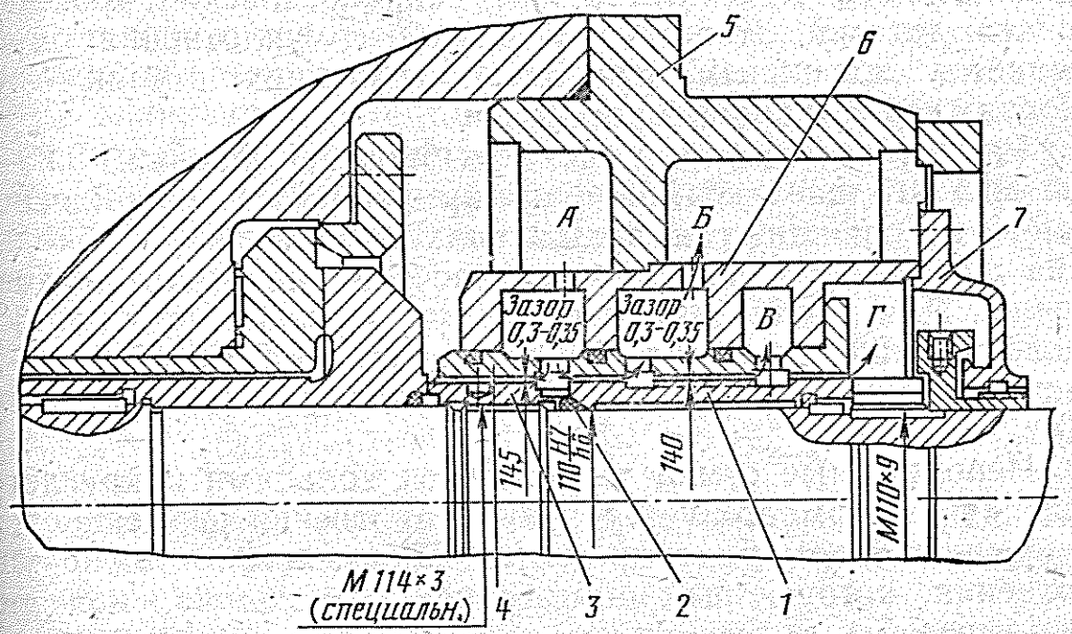


Рис. 7.24. Щелевое уплотнение питательного насоса

Торцевые уплотнения требуют высокой точности изготовления и монтажа. Для пары трения применяются хромистые термообработанные стали, графит, керамика.

Бесконтактные уплотнения нашли применение главным образом в крупных ответственных насосах, для которых требования надежности и долговечности работы являются основными.

Принцип работы уплотнения щелевого (лабиринтного) типа (рис. 7.24) заключается в дросселировании давления в цилиндрических щелях с промежуточным отбором и подводом запирающей жидкости. Уплотнения такого типа удовлетворительно работают при давлении до 5 МПа и температуре перекачиваемой жидкости до 523 К. В корпусе *6* концевого уплотнения выполнены изолированные

камеры. В камеру *А* подводится холодный конденсат с давлением на 0,05—0,1 МПа, превышающим уплотняемое давление *р*, вследствие чего исключается возможность выхода горячей воды из уплотнения. Часть холодного конденсата, пройдя через щель, смешивается с горячей водой после гидропяты и отводится в деаэратор. Другая часть холодного конденсата проходит через щель и отводится в камеру *Б*, соединенную с деаэратором. Пройдя через дросселирующую щель с кольцевыми канавками, конденсат из камеры *В* отводится в конденсатор. Незначительная часть конденсата, прошедшая через короткую наружную щель, отводится в безнапорную емкость *Г*. Выходу конденсата наружу препятствует крышка *7*. В уплотнениях подобного типа отсутствует соприкосновение вращающихся деталей. Долговечность работы уплотнения определяется эрозийным износом уплотняющих втулок — неподвижной *4* и вращающихся *1* и *3*.

Радиальный зазор в щели выбирается равным 0,25—0,3 мм, что дает возможность предотвратить соприкосновение неподвижных и вращающихся деталей. Необходимая длина щели определяется расчетом по перепаду давления. Для увеличения сопротивления щели на вращающейся втулке нарезают кольцевые канавки 1,6×1,6 мм с шагом 3,2 мм, что уменьшает утечки приблизительно на 30%.

Неподвижные стыки уплотняются кольцами *2* круглого сечения из термостойкой резины. Уплотнения размещаются в крышке *5* камеры гидропяты. Применяются также уплотнения, которые подробно описаны в специальной литературе.

Подшипниковые опоры. В крупных насосах применяются выносные *подшипниковые опоры*. К корытообразным кронштейнам корпуса насоса крепятся корпуса подшипников, в которых устанавливаются собственно подшипники. При сборке насоса корпуса подшипников регулировочными винтами могут перемещаться в плоскости, перпендикулярной оси насоса. После приведения ротора в нужное положение корпуса подшипников фиксируют штифтами. В ряде конструкций насосов корпуса подшипников фиксируют в корпусе по цилиндрической расточке.

Подшипниковые опоры разделяют на две группы: радиальные, воспринимающие радиальные усилия, и упорные, воспринимающие осевые усилия, действующие на ротор.

Для малых и средних насосов в качестве радиальных опор применяются шарико- и роликоподшипники с консистентной или жидкой смазкой. Внутренняя обойма подшипника сажается на вал по плотной посадке, наружная — в корпусе по скользящей. Для восприятия осевых усилий применяют также радиально-упорные и упорные подшипники качения. При больших окружных скоростях работоспособность шарикоподшипников резко снижается, а при разрушении подшипника, как правило, происходит разрушение ротора насоса. Поэтому для ответственных насосов в качестве радиальных опор часто применяют подшипники скольжения, которые при правильной установке и эксплуатации могут работать практически неограниченное время.

В чугунном корпусе подшипника, имеющем горизонтальный разъем, устанавливается вкладыш, состоящий из двух половин, который от проворачивания фиксируется в корпусе цилиндрическим штифтом. Вкладыши подшипников заливаются баббитом марки Б-83 или Б-16. Корпус подшипника крепится шпильками к корпусу насоса. Диаметральный зазор в подшипнике выбирается в зависимости от диаметра вала в следующих пределах (все размеры в миллиметрах):

Диаметр вала	Верхний зазор	Боковой зазор
50—80	0,10—0,18	0,05—0,09
80—120	0,16—0,24	0,08—0,12
120—180	0,24—0,36	0,12—0,18

В некоторых типах насосов предусматривают наличие остаточного неуравновешенного осевого усилия, которое должно восприниматься упорным подшипником.

Внутренние подшипники скольжения, смазываемые консистентной смазкой, или перекачиваемой жидкостью, располагаются внутри насоса. Консистентная смазка применяется при окружных скоростях до 7 м/с, если по условиям эксплуатации допускается попадание смазки в перекачиваемую жидкость. В подшипниках, смазываемых перекачиваемой жидкостью, применяются резинометаллические, металлографитные, лигнофолевые, текстолитовые и другие вкладыши. Для надежности смазки во вкладышах выполняются специальные, чаще всего спиральные канавки. Предусматриваются специальные устройства по дополнительной очистке воды, предназначенной для смазки.

Примеры конструктивного исполнения насосов.

На рис. 7.25 изображен консольный насос, предназначенный для подачи чистой холодной воды и других малоагрессивных жидкостей. Одностороннее рабочее колесо *1*

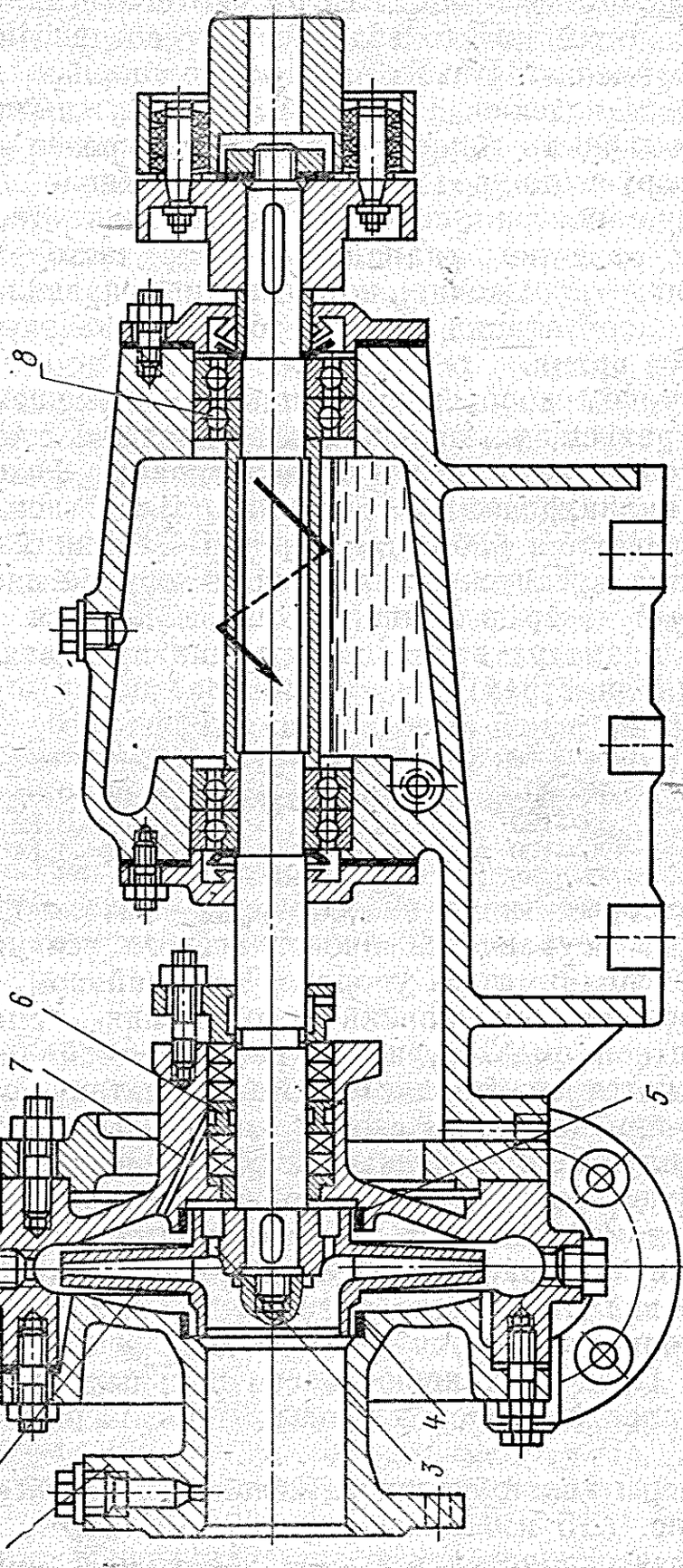


Рис. 7.25. Консольный насос

закреплено консольно на конце вала. Подвод насоса — прямоосный конфузор — выполнен в крышке *2* насоса. Отвод спирального типа. Разгрузка рабочего колеса от осевого усилия осуществляется при помощи разгрузочных окон *3* и второго уплотнения *5*. При этом давление перед сальником понижается до давления всасывания. Чтобы воздух не мог просачиваться в насос, сальниковое уплотнение снабжено кольцом гидравлического затвора *6*. Жидкость подводится к нему по отверстию *7* из правой пазухи насоса. В корпусе и крышке установлены сменные уплотняющие кольца *5* и *4*, предохраняющие корпус и крышку от износа. Корпус насоса крепится к опорной стойке. Радиальное и оставшееся неуравновешенным осевое усилие, действующее на ротор насоса, воспринимается шарикоподшипниками *8*. Смазка подшипников осуществляется жидким маслом.

На рис. 7.26 изображен одноступенчатый насос двустороннего входа. Двустороннее рабочее колесо *1* в силу симметрии разгружено от осевого усилия. Подвод насоса полуспирального типа, отвод спиральный. Разъем корпуса насоса продольный (горизонтальный), причем нагнетательный и всасывающий трубопроводы подключены к нижней части корпуса *3*. Это обеспечивает возможность вскрытия, осмотра, ремонта, замены отдельных деталей и всего ротора без демонтажа трубопроводов и отсоединения электродвигателя. Уплотняющий зазор рабочего колеса выполнен между сменными уплотняющими кольцами, закрепленными в корпусе насоса и на рабочем колесе. Уплотнение лабиринтное двухщелевое. Вал насоса защищен от износа сменными втулками, закрепленными на валу резьбовым соединением. Эти же втулки крепят рабочее колесо в осевом направлении. Сальники, уплотняющие подвод насоса, имеют кольца гидравлического затвора *2*. Жидкость подводится к ним под давлением из отвода насоса по трубкам. Радиальная нагрузка ротора воспринимается подшипниками скольжения *4*. Смазка подшипников кольцевая. В нижней части корпусов подшипников имеются камеры, через которые протекает охлаждающая вода. Для фиксации вала в осевом направлении и восприятия осевого усилия, которое может возникнуть при неодинаковом изготовлении или износе правого и левого уплотнений рабочего колеса, в левом подшипнике имеются радиально-упорные шарикоподшипники *5*. Наружные кольца этих подшипников необходимо устанавливать с большими радиальными зазорами. В противном случае малые зазоры подшипников качения обеспечили бы кон-

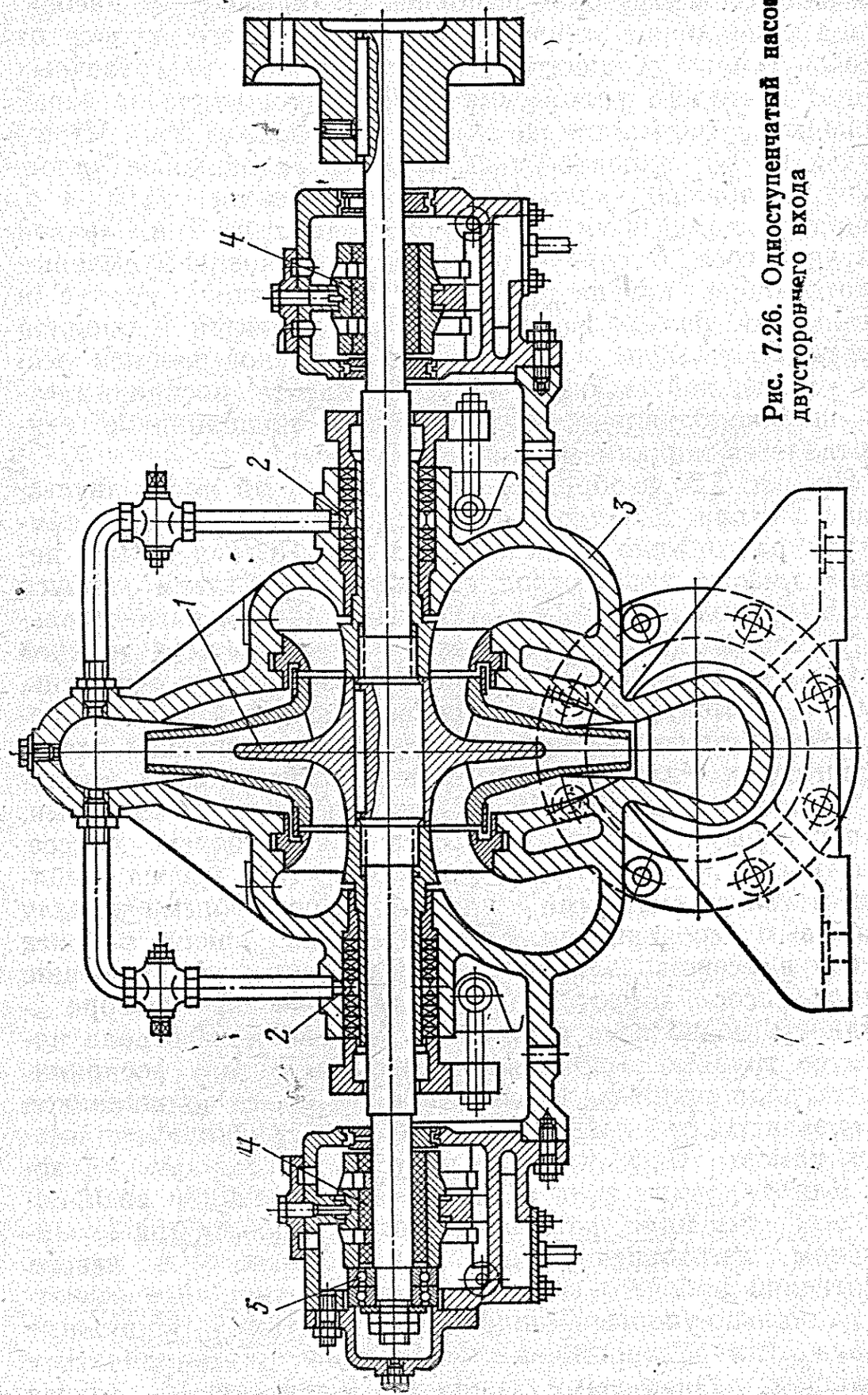


Рис. 7.26. Одноступенчатый насос двустороннего входа

центричное положение вала относительно расточки вкладыша подшипника скольжения, при котором масляного клина не образуется и подшипник скольжения не сможет воспринимать никакого радиального усилия. Следовательно, при этом вся нагрузка, как радиальная, так и осевая, воспринимались бы только подшипником качения. Насосы двустороннего входа имеют бо́льшую высоту всасывания, чем насосы одностороннего входа при тех же значениях подачи и частоты вращения.

У многоступенчатых насосов спирального типа отводы всех ступеней спиральные, подводы полуспиральные.

На рис. 7.27 изображен двухступенчатый спиральный насос. Жидкость поступает из первой ступени *1* во вторую *2* по внутреннему каналу. Разъем корпуса продольный, причем нагнетательный и всасывающий трубопроводы присоединены к нижней части корпуса, что облегчает осмотр и ремонт насоса. Симметричное расположение колес разгружает ротор от осевого усилия. Уплотняющие зазоры рабочих колес выполнены между сменными уплотняющими кольцами *3*, которые защищают корпус и рабочие колеса от износа. Вал, защищенный от износа из-за трения о набивку сальника сменными втулками *4*, опирается на два подшипника скольжения *5*. Смазка подшипников кольцевая. Фиксация ротора в осевом направлении осуществляется радиально-упорными шарикоподшипниками *6*, расположенными в правом подшипнике. Сальник, расположенный со стороны всасывания (слева, на рис. 7.27), имеет кольцо гидравлического затвора *7*, к которому жидкость подводится из отвода первой ступени по трубке *8*. Сальник, расположенный справа, уплотняет подвод второй ступени. Жидкость подводится сюда под напором, создаваемым первой ступенью. Поэтому здесь гидравлического затвора не требуется.

У многоступенчатых насосов секционного типа отводами всех ступеней являются направляющие аппараты. Разъем корпуса поперечный относительно вала. На рис. 7.28 изображен разрез пятиступенчатого насоса этого типа. Насос состоит из всасывающей секции *1*, четырех промежуточных секций *3* и напорной секции *4*. Секции стянуты болтами *2*. Подвод первой ступени кольцевой. Осевое усилие воспринимается гидравлической пятой *6*. Жидкость, прошедшая через зазор пяты, сбрасывается по трубке *5* во всасывающую секцию насоса. Сальник всасывающей секции имеет гидравлический затвор, вода к которому подводится из пазухи первой ступени по сверлению *7*, выполненному в ребре всасывающей секции. Вал покоится в

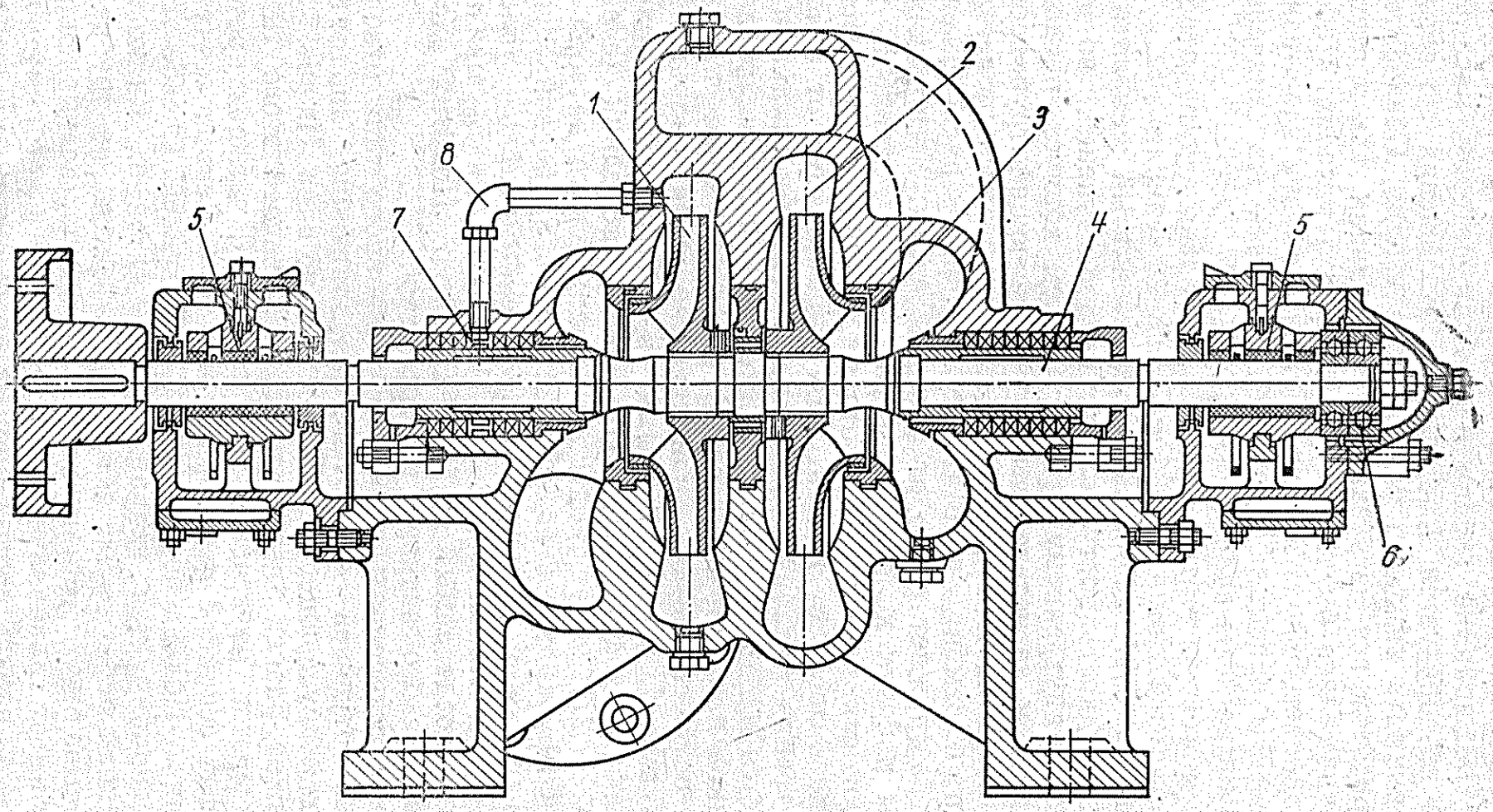


Рис. 7.27. Двухступенчатый спиральный насос

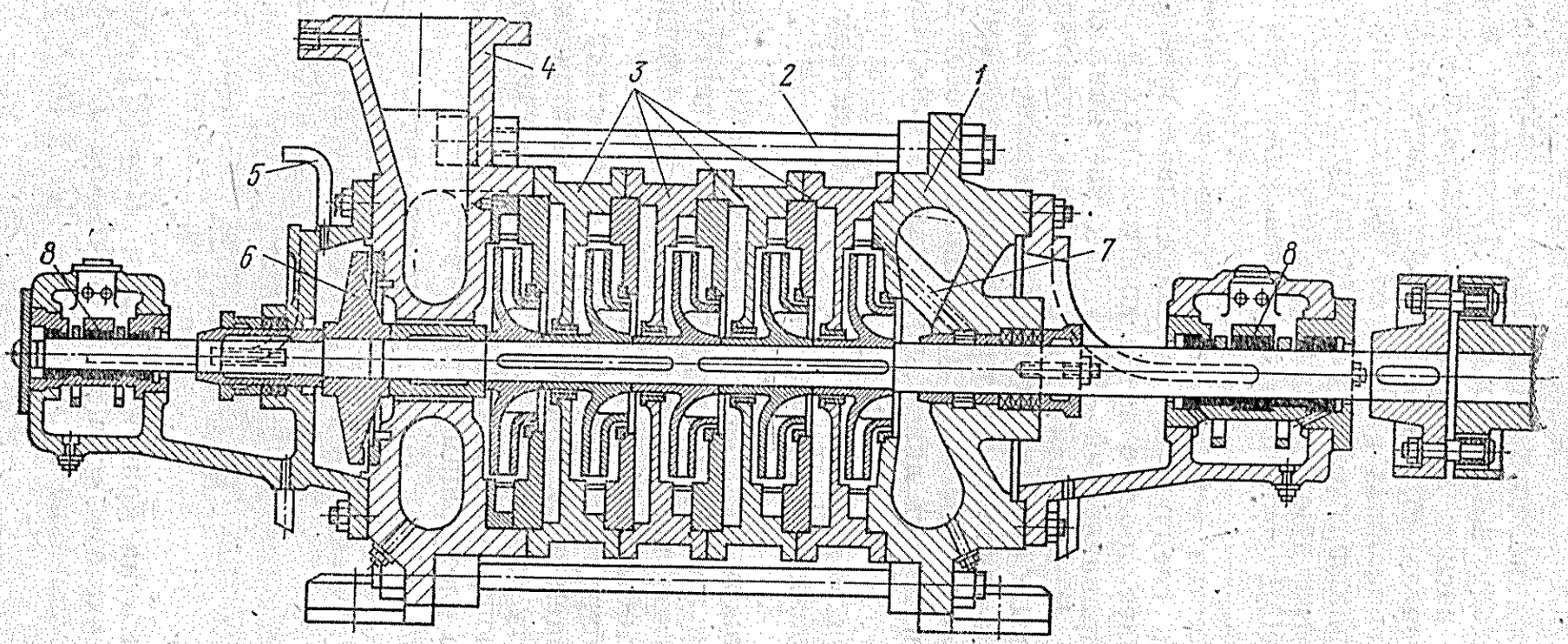


Рис. 7.28. Секционный насос

подшипниках скольжения 6. Смазка подшипников кольцевая.

Насосы секционного типа имеют по сравнению со спиральными следующие недостатки: 1) сборка и разборка секционного насоса значительно сложнее, чем спирального, и, следовательно, сложнее ремонт насоса; 2) разгрузка ротора секционных насосов от осевых усилий осуществляется гидравлической пятой или разгрузочными окнами. Эти устройства дают дополнительные утечки. Поэтому объемный КПД секционных насосов ниже, чем спиральных.

Преимущества секционных насосов по сравнению со спиральными следующие: 1) значительно меньшие габариты; 2) более простое литье корпуса насоса ; 3) более высокий гидравлический КПД, так как каналы отвода обработаны; 4) большая степень унификации узлов у насосов с разным числом ступеней. Изменение числа ступеней у насоса спирального типа ведет к полному изменению конструкции насоса. У секционных насосов для этого достаточно изменить лишь длину вала и стяжных болтов.

7.12. Пересчет рабочей части характеристики насосов. Регулирование центробежного насоса

Предположим, что имеется рабочая часть характеристики насоса при частоте вращения n_1, а двигатель этого насоса работает при частоте вращения n_2, отличной от n_1. Для того, чтобы судить об эксплуатационных свойствах насоса, необходимо иметь его характеристику при той частоте вращения n_2, при которой он фактически будет работать. Эту характеристику можно получить путем пересчета имеющейся характеристики на новую частоту вращения n по следующим формулам [1]:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; \tag{7.34}$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \tag{7.35}$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \frac{\rho_2}{\rho_1}. \tag{7.36}$$

Задавшись на кривой напоров $H=f(Q)$ характеристики при частоте вращения n_1 точкой *1* (рис. 7.29) и подставив значение ее координат Q_1 и H_1 в уравнения

[1] Вывод формул для краткости опускаем.

(7.34) и (7.35), получим координаты Q_2 и H_2 точки *2* на кривой напоров $H=f(Q)$, соответствующей новой частоте вращения n_2. Аналогично точки 1′, 2′ относятся к кривым мощности, а 1″, 2″ — к кривым КПД. Точно так же, подставив в уравнения (7.34) и (7.35) значения координат Q и H других точек кривой $H=f(Q)$ при частоте вращения n_1, получим координаты точек кривой напоров

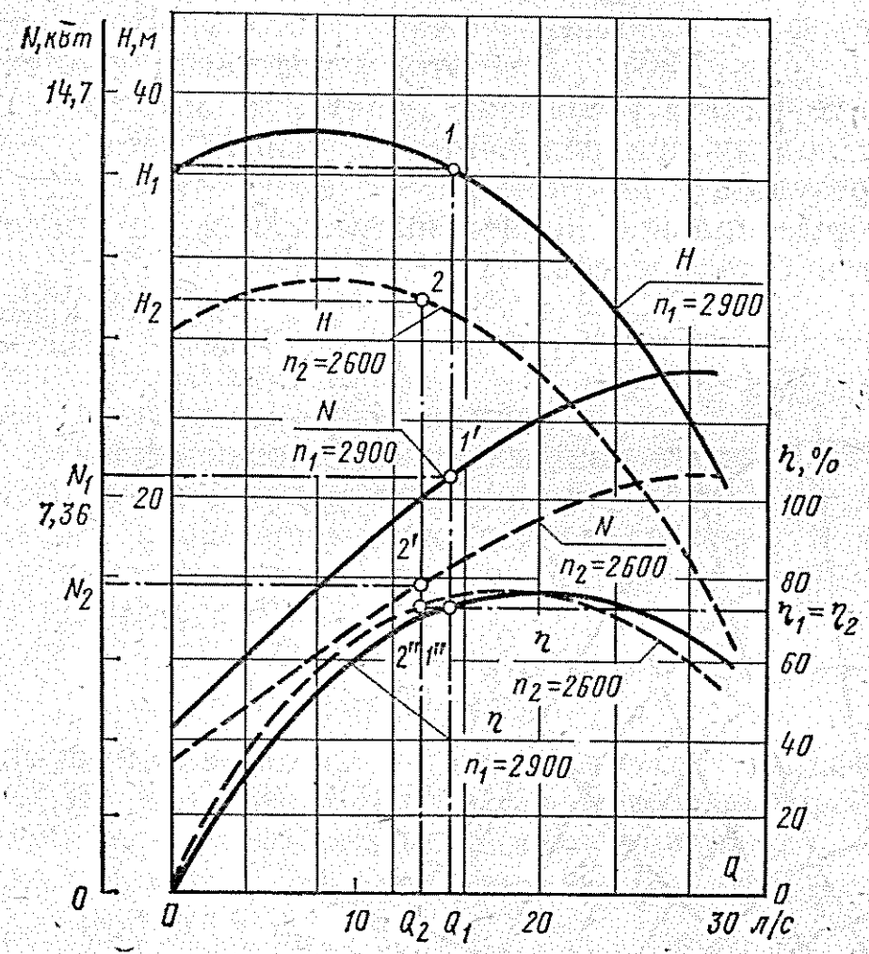


Рис. 7.29. Пересчет характеристик насоса на другую частоту вращения

$H=f(Q)$, соответствующей новой частоте вращения n_2. Нанеся эти точки на характеристику и соединив их плавной кривой, получим кривую напоров $H=f(Q)$ при частоте вращения n_2.

Для пересчета кривой КПД на другую частоту вращения воспользуемся тем, что КПД для подобных режимов насоса одинаковы, т. е.

$$\eta_1 \approx \eta_2.$$

Кривая мощности $N=f(Q)$ пересчитывается либо по (7.36) аналогично кривой напоров, либо мощность при

частоте вращения n_2 подсчитывается по уравнению

$$N_2 = \frac{Q_2 \rho g H_2}{\eta_2}$$

по значениям Q_2, H_2 и η_2, определенным для этой частоты вращения.

Найдем в координатах $Q - H$ геометрическое место точек режимов, подобных режиму, который определяется точкой *1* (рис. 7.30). Для этого, подставив координаты Q_1 и H_1 точки *1* в уравнения (7.34) и (7.35), определим напор и подачу при различных значениях частот вращения. В результате получим ряд точек: *2*, *3*, *4* ..., соединив которые плавной линией получим кривую подобных режимов работы насосов.

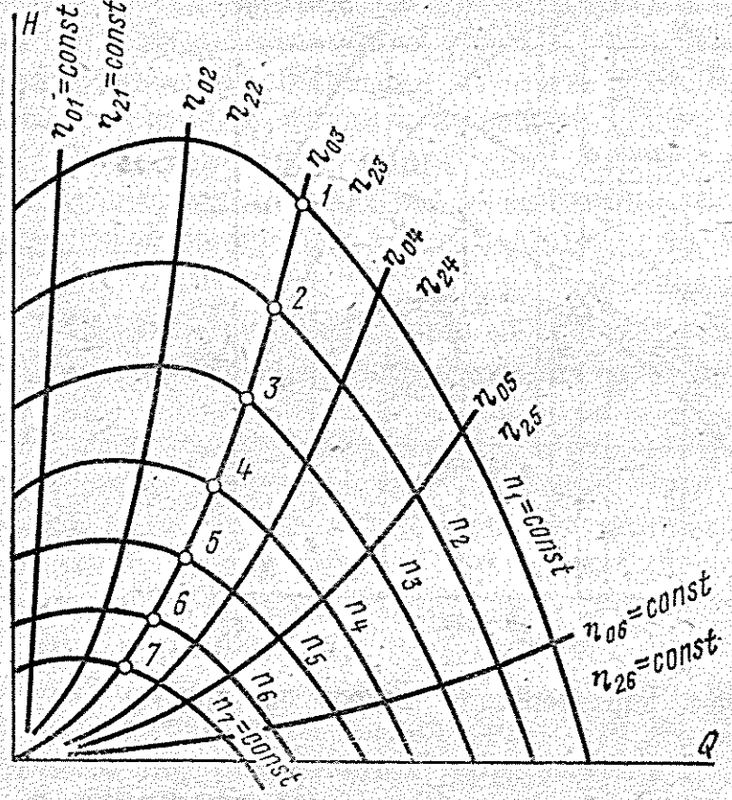


Рис. 7.30. Кривые подобных режимов

Для подобных режимов гидравлический, механический и объемный КПД с достаточной степенью точности можно считать одинаковыми. Следовательно, кривые подобных режимов являются также кривыми равных КПД насоса.

Иногда расширяют область применения центробежных насосов обрезкой рабочих колес. Пусть от насоса требуется получить подачу Q' и напор H' и режимная точка A с координатами Q' и H' лежит ниже рабочей характеристики насоса (рис. 7.31). Пусть двигатель насоса не имеет регулировки частоты вращения (например, асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором). Для того, чтобы работа насоса могла соответствовать режимной точке A, следует так изменить его характеристику, чтобы она прошла через точку A. При отсутствии возможности решить эту задачу изменением частоты вращения насоса применяется обрезка рабочего колеса по наружному диаметру. При уменьшении наружного диаметра рабочего колеса D_2 окружная скорость u_2 на выходе из колеса уменьшается, что ведет к уменьшению напора. Следовательно, при обрезке колеса кривая характеристики насоса понижается и при некотором значении D_2 пройдет через заданную режимную точку.

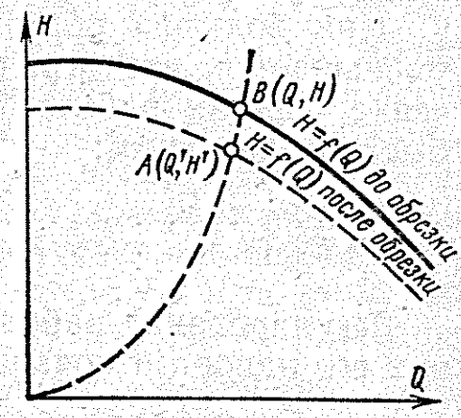


Рис. 7.31. Парабола обрезки

Для расчета характеристики центробежного насоса, получающейся после обрезки его рабочего колеса, можно приближенно принять, что подача изменяется пропорционально первой степени, а напор — пропорционально второй степени наружного диаметра рабочего колеса:

$$Q/Q' = D_2/D'_2; \qquad (7.37)$$

$$H/H' = (D_2/D'_2)^2. \qquad (7.38)$$

Опыты показывают, что для режимов, удовлетворяющих (7.37) и (7.38), КПД насоса приблизительно одинаков, если обрезка колеса не слишком велика.

Подставив в (7.38) величину D_2/D'_2, найденную из (7.37), получим:

$$H/H' = (Q/Q')^2$$

или

$$H/Q^2 = H'/(Q')^2 = \text{const} = c \text{ и } H = cQ^2. \qquad (7.39)$$

Следовательно, режимы, удовлетворяющие (7.34) и (7.35), располагаются в поле $H - Q$ на параболе, имеющей вершину в начале координат. Эта парабола называется *параболой обрезок*. При обрезке рабочего колеса по наружному диаметру геометрическое подобие нарушается. Поэтому парабола обрезок не имеет ничего общего с кривой подобных режимов (хотя последняя также является параболой).

Определим, до какого диаметра необходимо обрезать рабочее колесо, чтобы характеристика насоса прошла через режимную точку с координатами Q' и H'. Проведем через эту точку параболу обрезок (рис. 7.31). В пере-

сечении этой параболы с характеристикой насоса находим режимную точку B с координатами Q и H. Для точек A и B справедливы (7.37) и (7.38). Подставив в любое из этих уравнений координаты точек A и B и зная диаметр D_2 рабочего колеса до обрезки, определим диаметр D'_2 обрезанного колеса.

При больших обрезках рабочего колеса КПД насоса уменьшается, что ограничивает обрезку. Предельное значение обрезки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности n_s:

n_s	60	120	200	300	350	450
$D_2-D'_2/D_2$	0,20	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00

Регулирование работы насосов заключается в изменении его напора и подачи.

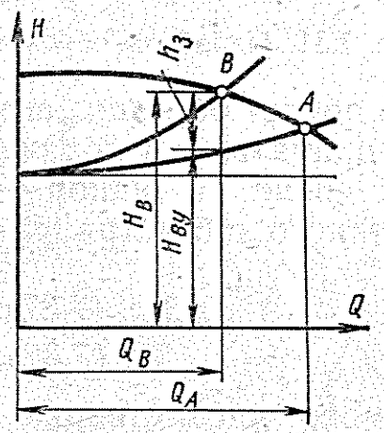


Рис. 7.32. Регулирование насоса дросселированием

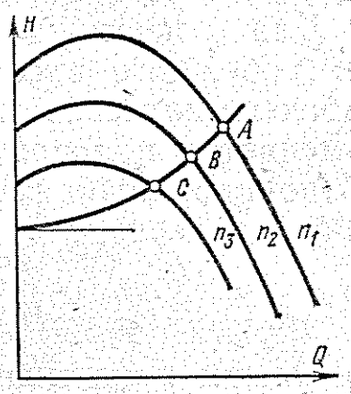


Рис. 7.33. Регулирование насоса изменением частоты вращения

Наиболее широко применяются два вида регулирования: при помощи регулирующей задвижки (при этом меняется характеристика трубопровода[1] при постоянной частоте вращения) и путем изменения частоты вращения. Иногда малые осевые насосы регулируют перепуском части расхода из нагнетательного трубопровода во всасывающий. Работа установки со средними и крупными осевыми насосами, имеющими обычно поворотные лопасти, регулируется изменением угла установки лопастей рабочего колеса, при котором меняется характеристика насоса.

[1] Характеристику трубопровода называют также характеристикой сети, включающей зависимость гидравлического сопротивления нагнетательных трубопроводов от объемной подачи протекающей по ним жидкости.

Регулирование задвижкой (дросселированием). Предположим, что насос должен иметь подачу не Q_A, соответствующую точке A пересечения характеристики насоса с характеристикой насосной установки, а Q_B (рис. 7.32). Пусть $Q_B<Q_A$. Этой подаче соответствует рабочая точка B характеристики насоса. Для того чтобы характеристика насосной установки пересекалась с кривой напоров $H=f(Q)$ в точке B, необходимо увеличить потери напора в установке. Это осуществляется прикрытием регулирующей задвижки, установленной на нагнетательном трубопроводе. В результате увеличения потерь напора в установке характеристика насосной установки пойдет круче и пересечет кривую напоров в точке B. При этом режиме напор насоса складывается из напора H_{By}, расходуемого в установке при эксплуатации с полностью открытой задвижкой, и потери напора в задвижке $h_з$:

$$H_B=H_{B_y}+h_з.$$

Таким образом, регулирование работы насоса дросселированием вызывает дополнительные потери энергии, снижающие КПД установки. Поэтому этот способ регулирования неэкономичен. Однако благодаря исключительной простоте регулирования дросселированием получило наибольшее распространение.

Регулирование изменением частоты вращения насоса вызывает изменение его характеристики, и, следовательно, изменение рабочего режима (рис. 7.33). Для осуществления регулирования изменением частоты вращения необходимы двигатели с переменным числом оборотов. Такими двигателями являются двигатели внутреннего сгорания, паровые и газовые турбины и электродвигатели постоянного тока. Наиболее распространенные в технике электродвигатели с короткозамкнутым ротором практически не допускают изменения частоты вращения.

Регулирование работы насоса изменением частоты вращения более экономично, чем регулирование дросселированием. Даже применение гидромуфт и сопротивления в цепи ротора асинхронного двигателя, связанные с дополнительными потерями мощности, экономичнее, чем регулирование дросселированием.

7.13. Параллельная и последовательная работа насосов. Построение суммарной характеристики

На тепловых электростанциях часто имеет место совместная работа двух или нескольких насосов на одну об-

щую сеть, при этом насосы могут включаться как параллельно, так и последовательно.

Два или несколько насосов включают на тепловых станциях параллельно в тех случаях, когда один насос не обеспечивает необходимой подачи. Для увеличения напора насосы включают последовательно. На рис. 7.34 представлены схемы соединения насосов (один из насосов, изображенных на схемах, является запасным).

Для анализа совместной работы насосов строят их суммарную характеристику. Построение суммарной характеристики параллельно работающих насосов производится следующим образом. Проводятся прямые, парал-

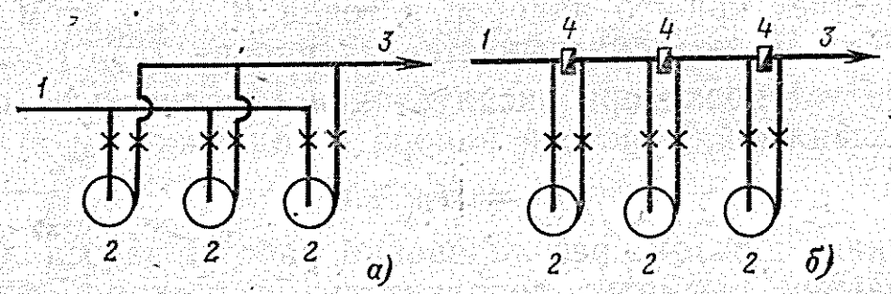


Рис. 7.34. Параллельное (*а*) и последовательное (*б*) включение насосов:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — насосы; *3* — напорный трубопровод; *4* — обратные клапаны

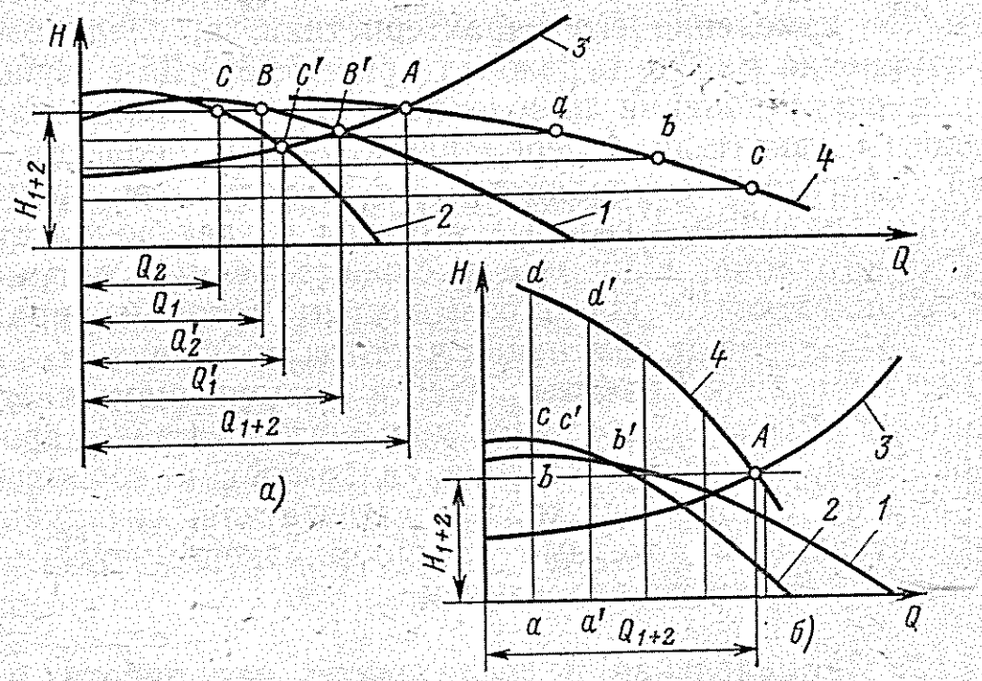


Рис. 7.35. Работа центробежных насосов при параллельном (*а*) и последовательно (*б*) соединении:

1 — характеристика первого насоса; *2* — характеристика второго насоса; *3* — характеристика трубопровода; *4* — суммарная характеристика двух насосов

лельные оси расходов Q (рис. 7.35,*а*). Отрезки прямых, образованные пересечением с характеристиками насоса *1* и *2*, складываются. Получаются точки *a*, *b*, *c* и т. д. Через три точки проводится линия *4*, которая является суммарной характеристикой двух насосов.

Пересечение характеристики трубопровода *3* с характеристикой насоса *4* дает рабочую точку *A* двух параллельно работающих насосов. Подача первого насоса Q_1 определяется точкой *B*, второго Q_2 — точкой *C*. Точки *b'* и *c'* определяют подачу Q'_1 или Q'_2 при работе только одного из насосов (1-го или 2-го).

При последовательном соединении насосов проводятся прямые, параллельные оси напоров (рис. 7.35,*б*). Напор первого насоса *ab* складывается с напором второго насоса *ac*. Получается первая точка *d* суммарной характеристики двух последовательно работающих насосов. Таким же образом получаются другие точки суммарной характеристики *4*. Пересечение характеристики насоса *3* и линии *4* дает рабочую точку *A* насоса с напором H_{1+2} и подачей Q.

Таким образом, при параллельном включении насосов складываются подачи при равных напорах, при последовательном включении складываются напоры при равных подачах.

7.14. Пуск, остановка и эксплуатация центробежных насосов

Детальное рассмотрение мероприятий по осуществлению пуска, остановки и эксплуатации центробежных насосов приводится в специальной литературе. Поэтому в настоящем параграфе приведены наиболее важные положения, которые в значительной мере определяют надежность работы насосов на электростанциях.

Перед монтажом оборудования необходимо произвести тщательную проверку состояния фундамента, результатом которой является двусторонний акт о готовности фундамента под монтаж. Монтажные работы проводятся специальным инструментом и приспособлениями, перечень которых имеется в сопроводительной документации.

Опробование работоспособности агрегата производится после полного завершения монтажных работ. В первую очередь производится прокачка масла по маслосистеме с наладкой и опробованием оборудования и арматуры. По окончании прокачки вскрывают и промывают бензином подшипники и зубчатые муфты, шейки валов протирают

чистыми салфетками, производят промывку патронов и маслофильтров, масло сливают из системы и заменяют свежим.

При работающем маслонасосе осуществляется кратковременное включение «толчком» основного электродвигателя и проверяется направление вращения вала при разъединенной муфте. Далее производятся обкатка на холостом ходу электродвигателя до достижения установившегося режима и тщательное прослушивание слуховой трубкой. Обкатка длится не менее 3 ч. Минимальная температура подводимого масла не ниже 30 °С, температура подшипников до 60 °С, амплитуда вибрации 0,05 мм.

Перед пуском насоса проверяется надежность крепления наружных гаек, наличие установочных штифтов, исправность и правильность работы арматуры, наличие и состав масла в маслосистеме, комплектность и исправность контрольно-измерительных приборов. Затем соединяют муфты при разобранной схеме питания приводного электродвигателя. Вручную проворачивается ротор агрегата. Пробный пуска агрегата рекомендуется производить на линии рециркуляции. Задвижка на трубопроводе разгрузки гидропяты (если она имеется), вентили на линии рециркуляции и вспомогательные трубопроводы должны быть открыты. На уплотнения подаются конденсат и вода для охлаждения.

Агрегат пускается при закрытой напорной задвижке, доводится до выхода электродвигателя на номинальные обороты и выключается. После отключения электродвигателя измеряется время выбега агрегата. Для проверки отсутствия механических задеваний агрегат прослушивается с помощью слуховой трубки во время выбега. После полной остановки агрегата ротор проворачивается вручную. Для этого после разборки электрической схемы вскрывают кожух какой-нибудь муфты и ломиком проворачивают муфту. При отсутствии неполадок насос запускается в работу.

Пуск насоса является наиболее ответственной операцией при обслуживании насосной установки. Центробежные насосы не способны забирать жидкость во всасывающий трубопровод из резервуара. Перед пуском насос и всасывающий трубопровод необходимо заполнить жидкостью. Если насос установлен ниже уровня жидкости в резервуаре, то он может быть заполнен через открытую всасывающую задвижку. При установке насоса выше уровня жидкости в резервуаре заполнение можно осуществить жидкостью из нагнетательного трубопровода при помощи специального вакуумного насоса или вручную через воронку. Заполнение

насоса ведется при открытом кранике для выпуска воздуха. Если насосы имеют водяное охлаждение подшипников и сальников, то необходимо подать к ним воду.

Перед пуском насоса проверяются наличие и правильность подключения контрольно-измерительных приборов, наличие смазки, состояние муфтового соединения насоса с двигателем, заземление электродвигателя. Пуск насоса осуществляется при закрытой нагнетательной задвижке. При пуске открываются всасывающая задвижка и вентиль манометра, двигатель включается в работу. После того, как насос наберет номинальную частоту вращения и будет достигнуто необходимое давление, открывается задвижка на нагнетательном трубопроводе.

Во избежание перегрузки электродвигателя необходимо следить за показаниями амперметра, не допуская увеличения силы тока выше установленной величины.

После запуска агрегата фиксируют показания контрольно-измерительных приборов, контролируют температуру подшипников, сальников, определяют уровень вибрации. Эти данные записываются в журнал.

Производится регулировка подачи воды на охлаждение и конденсата на уплотнения, контролируется подача масла на подшипники и муфты. Перепад температур масла на подшипниках не должен превышать 15 °С.

Обкатка агрегата на линию рециркуляции производится до окончания необходимых регулировок и достижения установившейся температуры основных узлов и агрегатов. Продолжительность обкатки должна фиксироваться в журнале. Обычно обкатка считается законченной, если насос проработал (желательно непрерывно) в течение 72 ч.

После обкатки необходимо проверить центровку на «горячем» насосе и сравнить ее с данными формуляра, проверить состояние зубчатых муфт. После этих операций агрегат подготавливается к длительной эксплуатации.

Остановка насоса бывает нормальная и аварийная. *Нормальная* остановка насоса производится для вывода насоса в резерв при снижении нагрузки или для ремонта. *Аварийная* остановка насоса необходима при поломке насоса, а также в случае неисправности сети, на которую он работает. Аварийная остановка может быть произведена кнопкой экстренного останова на местном щите автоматики или при срабатывании одной из защит агрегата. После остановки агрегата необходимо убедиться в отсутствии обратного вращения и в полном закрытии обратного клапана. При обратном вращении, свидетельствующем о неплотности обратного клапана, необходимо экстрен-

но включить пусковой маслонасос и закрыть напорную задвижку. Работа насоса с неисправным обратным клапаном запрещается, и насос должен быть выведен в ремонт. Вентиль рециркуляции закрывается при выводе насоса из горячего резерва. Подача воды на охлаждение и концевые уплотнения прекращается после полного остывания насоса.

Аварийная остановка насосного агрегата производится во всех случаях, когда дальнейшая его работа грозит выходом из строя всего агрегата или представляет опасность для жизни человека. В аварийных ситуациях необходимо по возможности пустить в работу резервный насосный агрегат, а затем остановить аварийный. Особенно тяжелые последствия может вызвать запаривание насоса, выражающееся в возникновении металлического контакта между неподвижными и вращающимися деталями насоса в результате разрыва сплошности потока (парообразование в насосе), увеличения сопротивления на линии разгрузки из камеры гидропяты или резкого увеличения протечек через гидропяту. При возникновении запаривания наблюдаются удары и шумы во всасывающем трубопроводе и насосе, снижение давления, создаваемого насосом, резкие колебания нагрузки электродвигателя. В этом случае необходимо принять экстренные меры по устранению причин возникновения запаривания и пустить в работу резервный насос.

После аварийной остановки насоса необходимо провернуть вручную ротор, определить причину останова и устранить ее. Если насос был остановлен из-за запаривания, то даже при свободном вращении ротора целесообразно произвести ревизию узла гидропяты. Если ротор не проворачивается вручную, следует произвести разборку насоса для устранения причин неисправности или ремонта.

Эксплуатация насосов ведется на основании инструкций, разработанных на электростанциях с учетом требований заводских инструкций по монтажу и эксплуатации.

При нахождении в горячем резерве должна быть обеспечена возможность быстрого ввода насоса в эксплуатацию. Необходимо постоянно следить за давлением на входе в насос и уровнем жидкости в питающем резервуаре. После выхода электродвигателя или турбины (при паротурбинном приводе насоса) на номинальную частоту вращения по показаниям контрольно-измерительных приборов необходимо убедиться в нормальной работе насоса. Нельзя допускать перегрузку насоса сверх параметров, оговоренных в его паспорте. **Категорически запрещается пускать насос в работу при закрытой задвижке на всасывающем трубопроводе и вентилях на линии рециркуляции и разгрузки гидропяты.**

При наличии сетки на подводящем трубопроводе небходимо следить за степенью ее засорения и своевременно очищать. Особенно тщательно и осторожно надо производить подтяжку сальников. Чрезмерная затяжка с перекосом буксы приводит к интенсивному износу набивки и рубашки вала, нагреву сальникового узла. При нагреве сальников нажимную буксу следует равномерно отжать.

В процессе работы насоса необходимо проверять: состояние смазки подшипников; температуру подшипников, которая не должна превышать 50—60 °С; состояние сальников; состояние разгрузочных устройств — и периодически менять масло в корпусах подшипников.

Состояние работы агрегата должно регулярно фиксироваться в журнале.

7.15. Возможные неполадки в работе насоса и их устранение

При пробных пусках или в процессе эксплуатации агрегата могут возникать различные неполадки в его работе, вызванные неправильным монтажом или обслуживанием, или естественным износом деталей. Все неполадки обладают характерными признаками, по которым они распознаются. Обычно перечень наиболее часто встречающихся неисправностей насосных установок и способов их устранения сводится в таблицу, которой пользуется эксплуатационный персонал.

Главными неполадками являются следующие.

Нарушение соосности насоса и привода, при этом насос не пускается в работу; насос не засасывает жидкости (причиной этого могут быть засорение фильтрующей сетки, попадание воздуха в насос, неисправность обратного клапана на всасывающей линии насоса и т. д.); насос при полном открытии напорной задвижки не дает необходимой подачи (это может быть следствием засорения напорной магистрали, а также увеличения гидравлических потерь в насосе при его износе, засорении или повреждении рабочего колеса, падении напряжения электропитания двигателя); повышенные вибрации, удары и шумы могут возникнуть вследствие засорения или неравномерного износа лопастей рабочих колес, кавитации, слабого крепления подводящей и отводящей магистрали и других причин.

Нельзя допускать длительной работы насоса в кавитационном режиме.

Коррозия проточной части насосов может возникать как вследствие эрозии при кавитации и при работе насосов на электролитах или агрессивных средах.

Детали и узлы проточной части насосов, работающих в контакте с агрессивными средами, изготовляют из коррозионно-стойких материалов (высоколегированных сталей, аустенитных хромоникелевых, с присадками кремния и молибдена, повышающими их коррозионную стойкость, а также из высоколегированных чугунов с присадками кремния, хрома, никеля и меди).

При любых неполадках насос останавливается, производятся осмотр и устранение неисправностей.

7.16. Правила техники безопасности при обслуживании центробежных насосов

Следует отметить, что правила техники безопасности регламентируются соответствующими инструкциями, указаниями, мероприятиями. Все они подробно рассматриваются в специальном курсе. Перечислим лишь необходимый минимум требований, выполнение которых обязательно для создания безопасных условий труда при обслуживании насосной установки.

На современной тепловой электрической станции основные насосные агрегаты обслуживает машинист, сдавший специальный экзамен на право обслуживания насосов. Лица, не имеющие удостоверения о сдаче такого экзамена, к работе с насосными установками не допускаются.

К насосу должен быть обеспечен свободный доступ для осмотра и обслуживания его. Движущиеся части установки необходимо оградить специальными съемными кожухами. Все углубления в помещении насосной станции, переходы и мостики должны иметь перила высотой не менее 1 м.

Перед пуском насоса машинист обязан убедиться в исправности оборудования и его соответствии инструкции по обслуживанию данного типа насосного оборудования.

Не допускается проводить никаких ремонтных работ на действующей насосной установке.

Освещение насосной станции должно быть достаточным для безопасного обслуживания агрегатов.

Должна быть предусмотрена защита от возможного воздействия электрического тока.

ПРИМЕРЫ

Пример 7.1. Определить коэффициент быстроходности насоса, если объемная подача $Q=0{,}075$ м³/с, напор $H=1$ м.

Решение. Из формулы (7.20)

$$n_s=\frac{3{,}65n\sqrt{0{,}075}}{1^{3/4}}=n.$$

Пример 7.2. Объемная подача центробежного насоса $Q=0{,}015$ м³/с. Показания манометра на нагнетательном патрубке и вакуумметра на всасывающем соответственно равны $p_н=0{,}25$ МПа, $p_в=0{,}04$ МПа. Расстояние по вертикали между точками присоединения манометра и вакуумметра $h_В=0{,}5$ м, диаметры патрубков одинаковы. КПД насоса $\eta_н=0{,}65$. Определить мощность на валу насоса.

Ответ: $N=6{,}8$ кВт.

Пример 7.3. Определить полезную мощность насоса по следующим данным. Объемная подача насоса $Q=0{,}4$ м³/с; геодезическая высота всасывания $H_г=4$ м; потери напора во всасывающей трубе $h_в=0{,}5$ м; геодезическая высота нагнетания $H_{г.н}=41$ м; потери напора в напорной трубе $h_н=5{,}5$ м; полный КПД насоса $\eta_н=0{,}9$.

Ответ: $N_п=200$ кВт.

Пример 7.4. Определить мощность, потребляемую насосом, подающим $Q=5{,}56\cdot10^{-3}$ м³/с воды на высоту $H=1000$ м. Полный КПД насоса $\eta_н=0{,}8$.

Ответ: $N=68$ кВт.

Пример 7.5. Объемная подача центробежного насоса $Q_1=0{,}1$ м³/с при напоре $H_1=66$ м вод. ст., частоте вращения $n_1=960$ об/м, КПД насосной установки с учетом всех потерь $\eta=0{,}65$.

Определить, какой мощности и частоты вращения необходимо установить электрический двигатель для того, чтобы повысить объемную подачу насоса до $Q_2=0{,}1445$ м³/с. Определить также, как при этом изменится напор насоса.

Решение. По формулам (6.8), (7.34)—(7.36) находим:

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{n_1}{n_2};\quad n_2=\frac{Q_2n_1}{Q_1}=\frac{0{,}1445\cdot960}{0{,}1}=1387\text{ об/м};$$

$$N_1=\frac{\rho gH_1Q_1}{\eta\cdot1000}=\frac{1000\cdot9{,}81\cdot66\cdot0{,}1}{0{,}65\cdot1000}=99{,}6\text{ кВт};$$

$$\frac{H_1}{H_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2;\quad H_2=H_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2=66\left(\frac{1387}{960}\right)^2=137{,}8\text{ м};$$

$$\frac{N_1}{N_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3;\quad N_2=N_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3=99{,}6\left(\frac{1387}{960}\right)^3=300{,}5\text{ кВт}.$$

Пример 7.6. Объемная подача центробежного питательного насоса $Q_1=5{,}56\cdot10^{-2}$ м³/с, частота вращения $n_1=1450$ об/мин, потребляемая мощность $N_1=135$ кВт, напор $H_1=140$ м вод. ст.

Определить объемную подачу насоса, развиваемый напор и потребляемую мощность, если частота вращения снижена до $n_2=960$ об/мин.

Ответ: $Q_2=3{,}67\cdot10^{-2}$ м³/с; $H_2=61{,}5$ м вод. ст.; $N_2=39$ кВт.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Нарисуйте схему и перечислите основные детали центробежного насоса.

2. Какое условие необходимо выполнить, чтобы центробежный насос мог работать?

3. Объясните принцип действия центробежного насоса.

4. По каким признакам классифицируются центробежные насосы?

5. Дайте определение абсолютной и относительной скорости жидкости в насосе.

6. Напишите выражение для окружной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса.

7. Напишите выражение для окружной скорости жидкости на входе в рабочее колесо.

8. Какие формы лопасти рабочего колеса различают в центробежных насосах?

9. Перечислите достоинства и недостатки различных форм лопастей колес центробежных насосов.

10. Каким образом учитывается конечное число лопастей в насосе?

11. Что характеризует гидравлический КПД?

12. Дайте определение объемного КПД насоса.

13. Дайте определение КПД насоса.

14. Дайте определение КПД насосного агрегата.

15. Как зависит напор, развиваемый насосом, от плотности перекачиваемой жидкости?

16. Как зависит давление, развиваемое насосом, от плотности перекачиваемой жидкости?

17. Дайте определение характеристики насоса.

18. Для какой формы лопасти теоретический напор не зависит от подачи?

19. Для какой формы лопасти теоретический напор линейно растет с увеличением подачи?

20. Для какой формы лопасти теоретический напор уменьшается по линейному закону с ростом подачи?

21. Изобразите графически теоретическую характеристику насоса с учетом конечного числа лопастей.

22. Изобразите графически расчетную характеристику насоса с учетом потерь на трение в насосе.

23. Как построить характеристику центробежного насоса?

24. В чем заключается значение теории подобия применительно к проектированию центробежных насосов?

25. Перечислите условия, при которых справедлива теория подобия.

26. Дайте определение универсальной характеристики центробежного насоса.

27. Что понимается под коэффициентом быстроходности и для чего используется это понятие?

28. Как определяется всасывающая способность центробежных насосов?

29. Каковы последствия кавитации в насосах?

30. Что такое кавитационный запас?

31. Изобразите графически кавитационную характеристику насоса.

32. Какой кавитационный запас называется критическим?

33. Дайте определение первого и второго критических режимов.

34. Чем контролируются кавитационные условия работы насоса?

35. Изобразите схематически рабочее колесо насоса и поясните причины возникновения осевого давления.

36. Каково назначение корпуса насоса?

37. Перечислите способы уменьшения осевого давления.

38. В каких случаях применяется секционный корпус?

39. Каково назначение направляющих аппаратов?

40. Какие факторы необходимо иметь в виду при выборе марки материала для изготовления направляющих аппаратов?

41. Из каких материалов изготавливают корпуса центробежных насосов?

42. Каково назначение ротора насоса?

43. Из каких основных деталей состоит ротор центробежного насоса?

44. От каких факторов зависит конструкция ротора многоступенчатого центробежного насоса?

45. При какой частоте вращения производят балансировку роторов центробежных насосов?

46. Из каких материалов изготавливают валы центробежных насосов, перекачивающих холодные жидкости?

47. Каково назначение втулок вала ротора насоса?

48. Каково назначение рабочего колеса насоса?

49. Какие типы рабочих колес применяются в большинстве разновидностей центробежных насосов?

50. Каким образом крепится рабочее колесо на валу насоса?

51. Какими достоинствами обладают рабочие колеса двустороннего входа?

52. Дайте определение подводящего устройства.

53. Опишите известные Вам конструкции подводящих устройств и поясните области их применения, преимущества и недостатки.

54. Дайте определение отводящего устройства.

55. Опишите известные Вам конструкции отводящих устройств и поясните области их применения, преимущества и недостатки.

56. В насосах какого типа отводы выполняются в виде направляющих аппаратов и почему?

57. Дайте характеристику наружных уплотнений вала насоса.

58. Дайте характеристику внутренних уплотнений ступени насоса.

59. Какое условие нормальной работы сальника?

60. Дайте характеристику бесконтактных уплотнений, их преимуществ и недостатков.

61. Каково назначение подшипниковых опор?

62. Перечислите типы подшипников, применяющихся в насосах, и дайте их краткую характеристику.

63. Каким образом смазываются подшипники насосов?

64. Какие преимущества имеет конструкция насоса двустороннего входа?

65. Перечислите преимущества и недостатки насосов секционного типа по сравнению со спиральными.

66. Какова цель пересчета рабочих характеристик насосов?

67. В чем смысл обрезки рабочих колес центробежных насосов?

68. В чем заключается регулирование работы насосов?

69. Какие два вида регулирования наиболее широко применяются?

70. Какие два вида регулирования применяются редко?

71. Чем вызывается необходимость параллельного включения насосов?

72. Чем вызывается необходимость последовательного включения насосов?

73. С какой целью строится суммарная характеристика насосов?

74. Перечислите последовательность операций при пуске центробежного насоса.

75. Каковы основные правила эксплуатации центробежных насосов?

76. Какие остановки центробежных насосов бывают и как они производятся?

77. Перечислите главные возможные неполадки в работе насоса и способы их устранения.

78. Перечислите основные правила техники безопасности при обслуживании центробежных насосов.

Глава восьмая

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, КОНСТРУКЦИИ И ПРИМЕНЕНИЕ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ

Вихревой насос[1]. Рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо *1* с радиальными или наклонными лопастями (рис. 8.1), помещенное в цилиндрический корпус с малыми торцевыми зазорами. В боковых и периферийных стенках корпуса имеется концентричный канал *2*, начинающийся у всасывающего отверстия и кончающийся у нагнетательного. Канал прерывается перемычкой *4*, служащей уплотнением между нагнетательной и всасывающей полостями. Жидкость поступает через всасывающий патрубок *5* в канал, прогоняется по нему рабочим колесом и уходит в нагнетательный патрубок *3*.

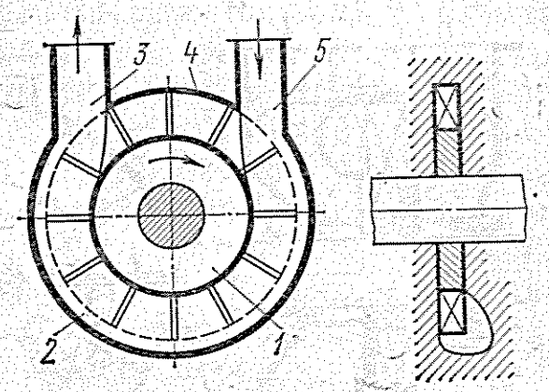


Рис. 8.1. Схема вихревого насоса закрытого типа

Напор вихревого насоса в 3—7 раз больше, чем центробежного, при тех же размерах и частоте вращения. Большинство вихревых насосов обладает самовсасывающей способностью, т. е. способностью при пуске «засосать» жидкость без предварительного заполнения жидкостью всасывающего трубопровода. Многие вихревые насосы способны работать на смеси жидкости и газа. Недостатком вихревого насоса является низкий КПД, не превышающий 45%. Наиболее распространенные конструкции имеют КПД 35—38%. Низкий КПД препятствует применению вихревого насоса при больших мощностях. Вихревые насосы изготовляют на подачу до 12 л/с. Напор вихревых насосов достигает 250 м, мощность доходит до 25 кВт, коэффициент быстроходности $n_s = 6 \div 40$. Частота вращения вихревого насоса, так же как и лопастного, ограничена только кавитационными явлениями. Следовательно, насос может непосредственно соединяться с электродвигателем. Вихревые насосы не пригодны для перекачивания жидкостей с большой вязкостью, так как при увеличении вязкости напор и КПД резко падают. Вихревые насосы рекомендуется применять при

$$\mathrm{Re} = Ru/\nu > 20\,000,$$

где R — радиус рабочего колеса; u — его окружная скорость.

Вихревые насосы не пригодны также для подачи жидкостей, содержащих абразивные частицы, так как при этом быстро разрушаются и увеличиваются торцевые и радиальные зазоры, что приводит к значительному уменьшению подачи и КПД насоса.

В настоящее время вихревые насосы получили широкое распространение. Они находят применение, когда требуется

[1] Более подробные сведения по рассмотренным в настоящей главе типам насосов можно получить в специальной литературе.

большой напор при малой подаче. Особенно перспективно их применение при перекачивании смеси жидкости и газа. В частности, они применяются для подачи легколетучих жидкостей (бензин, спирт и др.), жидкостей, насыщенных газами, сжиженных газов, кислот, щелочей и других химических, в том числе агрессивных, реагентов.

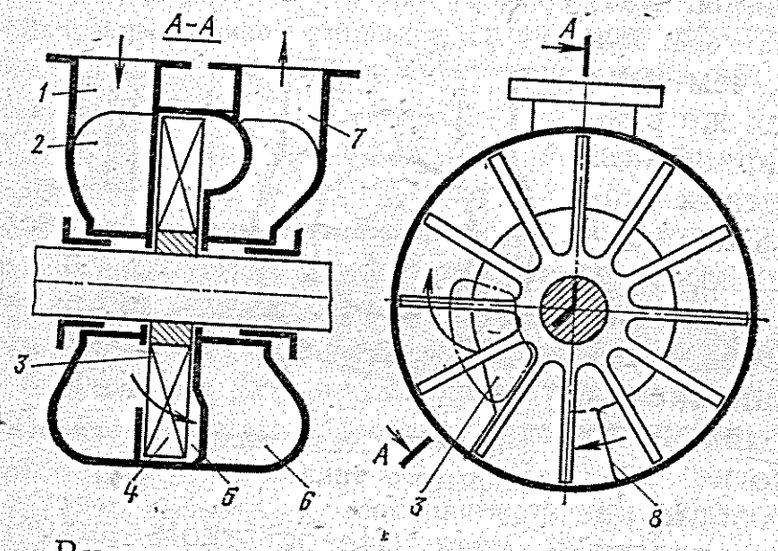


Рис. 8.2. Вихревой насос открытого типа с открытым каналом

Вихревые насосы бывают закрытого и открытого типа. Насос, изображенный на рис. 8.1, закрытого типа. У таких насосов жидкость поступает из всасывающего патрубка *5* (рис. 8.1) непосредственно в канал *2*. У насосов открытого

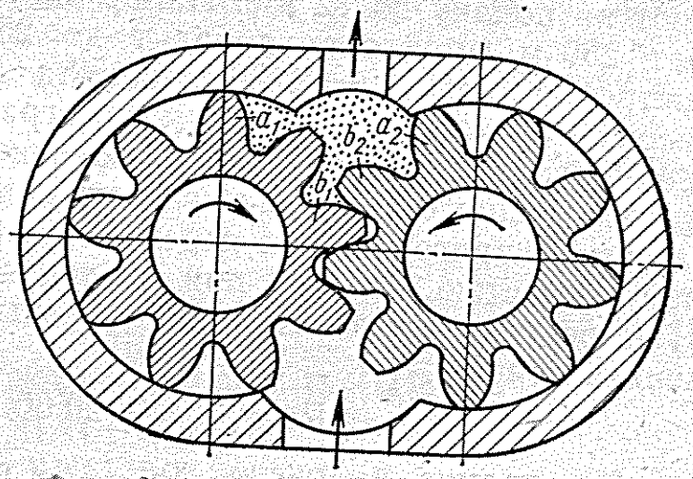


Рис. 8.3. Шестеренный насос

типа (рис. 8.2) жидкость из всасывающего патрубка *1* поступает в подвод *2*, из которого через всасывающее окно *3* подводится к лопастям рабочего колеса *4* и, пройдя через рабочее колесо, поступает в канал *5*. Далее жидкость прогоняется по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие *8* уходит в отвод *6* и нагнетательный патрубок *7*. Насос, изображенный на рис. 8.2, имеет открытый канал,

который заканчивается напорным отверстием *8*, расположенным на том же радиусе, что и канал.

Зубчатые или шестеренные насосы. Такие насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления, причем наиболее распространенными являются насосы первого типа. Шестеренный насос состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус с каналами для подвода и отвода жидкости (рис. 8.3). При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится в камеру нагнетания (отмеченную точечной штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями a_1, b_1, b_2 и a_2. Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобождаемом зубьями b_1 и b_2, находящимися в зацеплении. Разность объемов, описываемых этими двумя парами зубьев, вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Шестеренные насосы отличаются простотой изготовления и надежностью в эксплуатации. Подача таких насосов доходит до 144 м³/ч, а давление нагнетания — до 19,62 МПа. Объемный КПД доведен до 0,95—0,96, общий КПД — до 0,87 — 0,9.

Винтовые насосы. Жидкость подается путем выдавливания ее винтами (роторами с винтовой нарезкой). Винтовые насосы в настоящее время вытесняют шестеренные, так как они бесшумны в работе и имеют большую частоту вращения. Насосы могут быть одновинтовыми и многовинтовыми в зависимости от числа винтов.

На рис. 8.4 приведен разрез одновинтового насоса. Он состоит из корпуса *1*, обоймы *2*, винта *3*, приводного вала *4*, подшипников *5*, уплотнения *6* и эксцентриковой муфты *7*.

Центр сечения вала несколько сдвинут относительно оси вращения. При вращении винта в цилиндрической обойме, которая имеет профилированную внутреннюю винтовую поверхность, образуются замкнутые полости, заполняемые жидкостью. Создается непрерывное перемещение замкнутых полостей с находящейся в них жидкостью вдоль оси винта. Таким образом происходит перекачка жидкости винтовым насосом.

На рис. 8.5 показан трехвинтовой насос, который состоит из одного ведущего и трех ведомых винтов. Ведущий винт приводится во вращение от электродвигателя. Возникающее осевое давление воспринимается подпятниками. При работе насоса жидкость захватывается ведомыми винтами из камеры всасывания, заполняет полости между

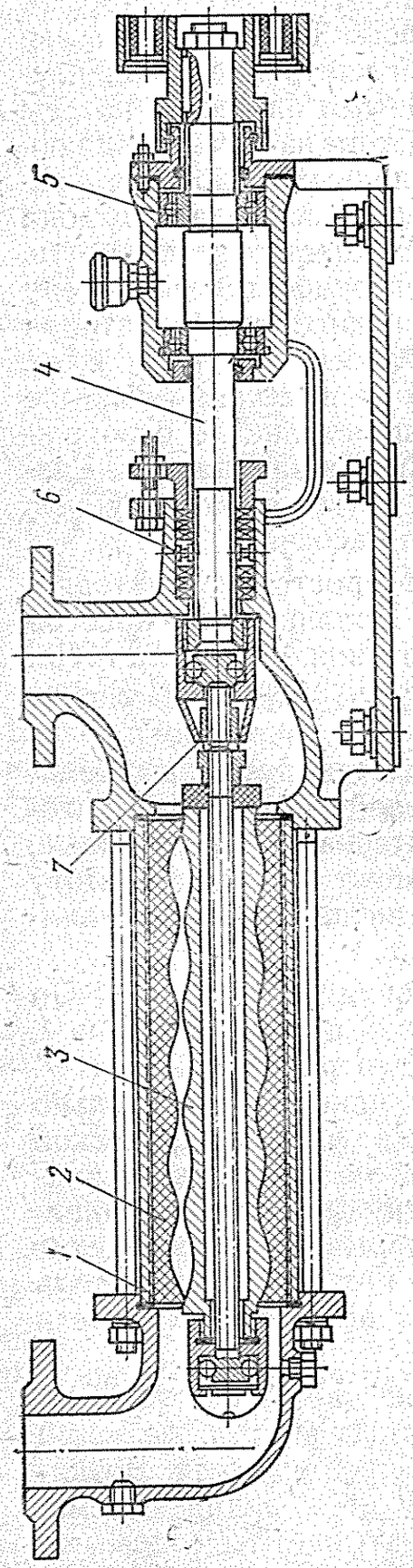


Рис. 8.4. Одновинтовой насос

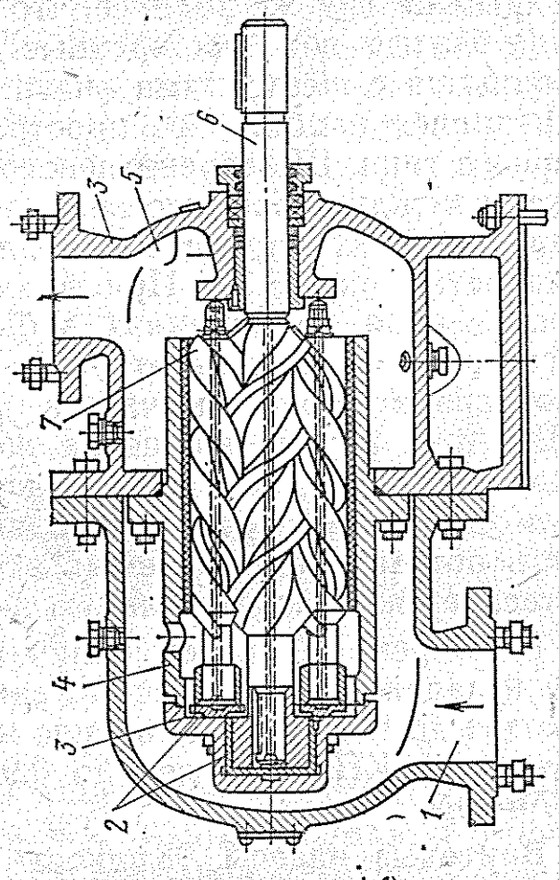


Рис. 8.5. Трехвинтовой насос:
1 — камера всасывания; *2* — подпятники; *3* — корпус; *4* — обойма; *5* — камера нагнетания; *6* — ведущий винт; *7* — ведомые винты

нарезкой ведомых винтов и обоймой и подается в камеру нагнетания. Трехвинтовые насосы имеют подачу до 800 м^3/ч и давление нагнетания до 24,5 МПа.

Струйные насосы имеют простую конструкцию, в которой отсутствуют какие-либо движущиеся части. Работа их основана на передаче энергии от рабочей жидкости к перекачиваемой.

Рабочая жидкость (рис. 8.6) подается по трубе к соплу насоса, где вследствие сужения струи скорость ее увеличивается, а давление падает. Из сопла струя жидкости с пониженным давлением поступает в камеру всасывания. В камеру всасывания с пониженным давлением засасывается также перекачиваемая жидкость, которая увлекается в камеру смешения и далее в диффузор.

В камере смешения рабочая и перекачиваемая жидкости смешиваются и обмениваются энергией. При прохождении жидкости по диффузору происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную. Повышается давление жидкости.

Струйные насосы по виду рабочей и перекачиваемой жидкости могут быть жидкостно-жидкостными, газожидкостными и газовыми.

Струйные насосы имеют низкий КПД, не превышающий 0,3, поэтому их применяют там, где вследствие быстрого износа невыгодно применять другие дорогостоящие насосы (например, при гидромеханизации строительных и горных работ, при откачке загрязненной песком воды из затопленных помещений и др.).

Поршневые насосы различаются по роду действия, устройству поршня, расположению цилиндров и способу соединения поршня с двигателем.

По роду действия: насосы одинарного (простого), двойного, тройного, четверного действия и дифференциальные.

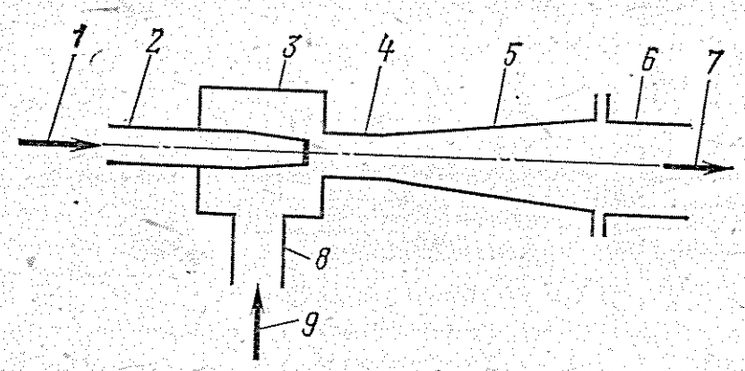


Рис. 8.6. Струйный насос:
1 — вход рабочей жидкости; *2* — сопло; *3* — камера всасывания; *4* — камера смешения; *5* — диффузор; *6* — нагнетательный трубопровод; *7* — выход смеси; *8* — всасывающий трубопровод; *9* — поступление перекачиваемой жидкости

По устройству поршня: собственно поршневые и плунжерные (скальчатые).

По расположению цилиндров: горизонтальные и вертикальные.

По способу соединения с двигателем: приводные и прямодействующие. В приводных насосах поршень соединен с двигателем посредством передачи. В прямодействующих насосах поршень непосредственно соединен со штоком двигателя (паровой машины).

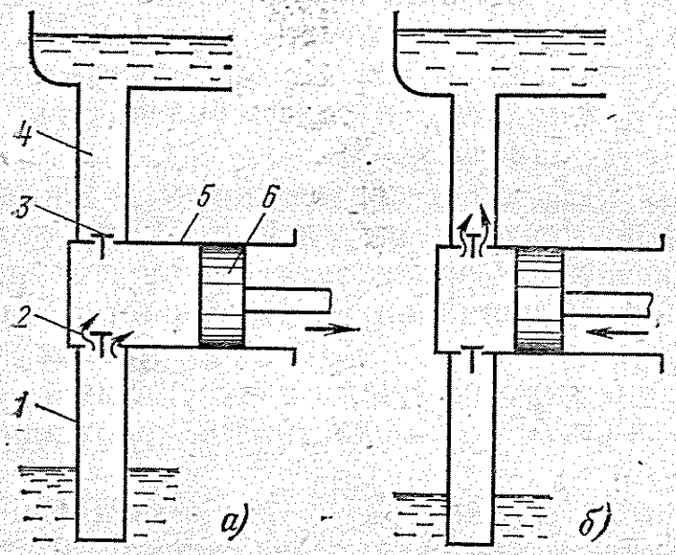


Рис. 8.7. Поршневой насос одинарного действия: *а* — всасывание; *б* — нагнетание

Поршневой насос одинарного действия работает следующим образом. В цилиндре насоса поршень (или плунжер) совершает возвратно-поступательное движение (рис. 8.7). При движении поршня *6* слева направо в цилиндре *5* образуется разрежение, под действием которого жидкость из водоема поднимается по всасывающей трубе *1*, открывается всасывающий клапан *2* и жидкость поступает в цилиндр насоса *5*, заполняя пространство, освобожденное поршнем. Нагнетательный клапан *3* при этом закрыт и препятствует

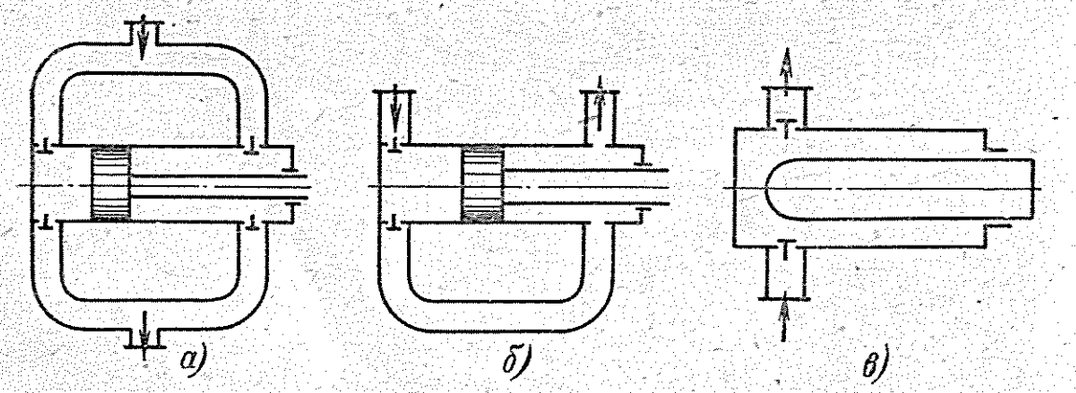


Рис. 8.8. Типы поршневых насосов:
а — двойного действия; *б* — дифференциальный; *в* — плунжерный

поступлению жидкости из напорного трубопровода *4* в цилиндр насоса. При обратном движении поршня (рис. 8.7,*б*) давление в цилиндре возрастает, в результате чего всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный открывается и жидкость вытесняется в нагнетательный трубопровод *4*. Таким образом, за один оборот вала двигателя (двойной ход поршня) в насосе происходят 1 раз всасывание и 1 раз нагнетание.

Недостатком поршневого насоса является неравномерность работы, так как при всасывании жидкость в нагнетательный трубопровод не поступает и двигатель насоса работает почти без нагрузки.

Насос двойного действия (рис. 8.8,*а*) отличается от насоса одинарного действия тем, что он имеет две пары клапанов. В то время как в одной половине насоса происходит нагнетание, в другой — всасывание. Это в значительной степени повышает равномерность работы насоса.

Насос тройного действия — три насоса одинарного действия, приводимые в движение от общего коленчатого вала. Насос четверного действия состоит из двух насосов двойного действия, приводимых в движение от общего коленчатого вала.

Дифференциальный насос (рис. 8.8,*б*) представляет собой по устройству промежуточную конструкцию между насосами одинарного и двойного действия. Напорный трубопровод, идущий от нагнетательного клапана, соединен в насосе с полостью цилиндра, в котором скользит поршень. Поэтому при всасывании, когда нагнетательный клапан закрыт, во второй полости цилиндра происходит вытеснение некоторого количества жидкости, определяемого разностью диаметров поршня и штока. При обратном движении поршня в напорный трубопровод попадает только часть жидкости, а другая часть заполняет освободившееся при прямом ходе поршня пространство рабочей камеры. Если площадь сечения штока будет вдвое меньше, чем площадь поршня, то количество подаваемой жидкости за каждый ход окажется равным.

В плунжерном насосе (рис. 8.8,*в*) вместо дискового поршня применен плунжер (скалка), имеющий форму цилиндра. Плунжер не соприкасается со стенками цилиндра насоса, и поэтому цилиндр насоса не нуждается в обработке. Уплотнения зазора в месте выхода плунжера из цилиндра насоса достигают при помощи сальника, что значительно проще и надежнее, чем уплотнение поршня. Поэтому плунжерные насосы чаще всего применяют для получения высокого давления.

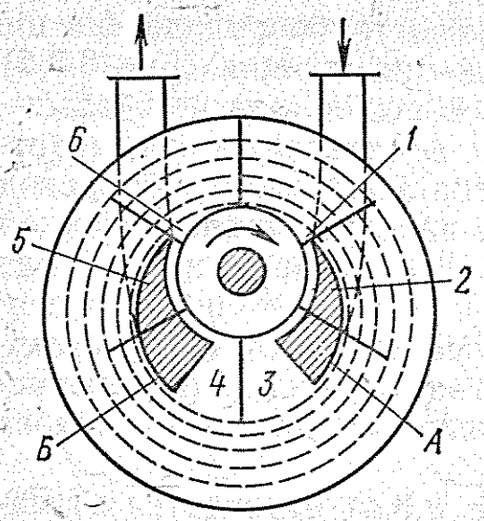


Рис. 8.9. Схема водокольцевого насоса:
1—3 — всасывающие камеры; *4—5* — нагнетательные камеры; *А* — входное отверстие; *Б* — выходное отверстие

На рис. 8.9 представлена схема *водокольцевого* насоса. На вал насоса насажено звездообразное колесо, расположенное эксцентрично по отношению к цилиндрическому корпусу насоса. При таком расположении колеса жидкость касается его втулки. Камеры насоса разделяются на всасывающие и нагнетательные. При вращении колеса объемы всасывающих камер *1*, *2* и *3* увеличиваются, и в них создается пониженное давление. Вследствие этого из всасывающего трубопровода через серповидный вырез *А* в торцевой крышке корпуса поступает воздух. Во второй половине окружности объемы нагнетательных камер *4*, *5*, *6* уменьшаются, происходит сжатие воздуха, и он вытесняется через вырез *В* в нагнетательный трубопровод. Для работы насоса перед пуском он обязательно заливается жидкостью.

Осевым называют лопастный насос, в котором жидкость перемещается через рабочее колесо в направлении его оси.

Осевые насосы могут быть одно- и многоступенчатыми. Они характеризуются большой подачей, сравнительно малой высотой всасывания (до 3 м) и малым напором (до 20 м). КПД осевых насосов достигает 90%. Такие насосы успешно работают при перекачивании загрязненных жидкостей и используются в оросительных системах, а также на перекачивающих станциях каналов с принудительным подъемом воды.

На рис. 8.10 изображен осевой насос с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса[1].

К втулке *1* жестко крепят лопасти *2*. Обтекатель *11* обеспечивает плавный подвод жидкости к лопастям. Отводом насоса является осевой направляющий аппарат *9*. К отводу крепят колено *8* с напорным патрубком. Опорами вала являются подшипники скольжения *10* и *7* с водяной смазкой. Вкладыши подшипников древесно-пластиковые

[1] Лопасти крупных осевых насосов делаются поворотными (поворотно-лопастный насос), что позволяет регулировать подачу насоса при постоянной частоте вращения вала практически без уменьшения КПД.

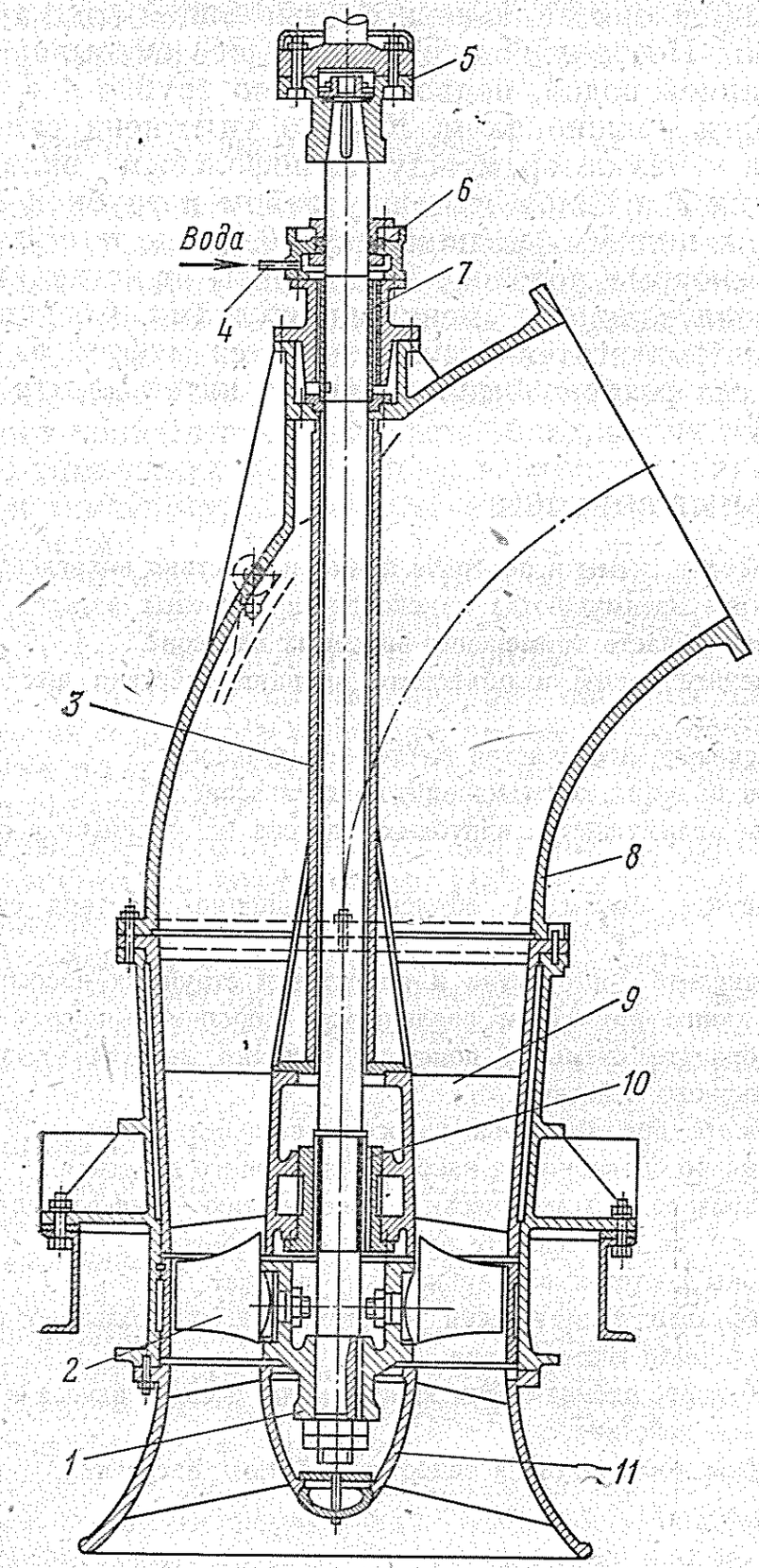


Рис. 8.10. Осевой насос с жестко закрепленными лопастями

(лигнофолевые). Древесно-пластиковые вкладыши быстро изнашиваются при наличии в смазывающей воде абразивных частиц. Поэтому подшипники насоса смазываются отфильтрованной водой, подводимой по трубке *4* в камеру над верхним подшипником. Камера уплотнена сальником *6*. Пройдя через зазор между лигнофолевым вкладышем подшипника *7* и валом и между валом и трубкой *3*, вода поступает к нижнему подшипнику *10*, после которого сливается с основным потоком. Для защиты от истирания лигнофолем вал защищен сменными втулками. Соединение с валом электродвигателя осуществляется муфтой *5*. Осевое усилие и вес ротора воспринимаются пятой электродвигателя.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Нарисуйте схемы и поясните принцип действия вихревого насоса.
2. Укажите преимущества и недостатки вихревых насосов.
3. Какова область применения вихревых насосов?
4. Нарисуйте схемы и объясните принцип действия шестеренного насоса.
5. Перечислите достоинства шестеренных насосов.
6. Каков принцип действия винтовых насосов?
7. В чем преимущества винтовых насосов по сравнению с шестеренными?
8. Нарисуйте схемы и объясните принцип действия струйного насоса.
9. Перечислите достоинства и недостатки струйных насосов.
10. По каким признакам различаются поршневые насосы?
11. Изобразите схемы и поясните принцип действия поршневого насоса одинарного действия.
12. Укажите преимущества насосов двойного, тройного и четверного действия по сравнению с насосом одинарного действия.
13. Изобразите схематически конструкцию дифференциального поршневого насоса и объясните принцип его работы.
14. Каковы достоинства плунжерного насоса?
15. Изобразите схематически конструкцию водокольцевого насоса и поясните принцип его действия.
16. Изобразите схематически конструкцию осевого насоса и поясните принцип его действия.
17. Каковы достоинства и недостатки осевых насосов?

Глава девятая

НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

9.1 Принципиальные тепловые схемы ТЭС и АЭС

Принципиальная тепловая схема ТЭС и АЭС — это технологическая структурная схема, характеризующая процессы преобразования энергии воды, пара и других теплоносителей и использования их тепла для выработки электроэнергии и теплоты[1].

Технология работы ТЭС и АЭС требует перемещения большого количества жидкостей, обладающих различными физико-химическими свойствами в широком диапазоне давлений и температур. Перемещение жидкостей осуществляется насосами.

Разберем принципиальную тепловую схему отечественного конденсационного энергоблока мощностью 300 МВт (рис. 9.1) с паровой турбиной К-300-240.

Пар из котла *1* по паропроводу свежего пара *12* направляется в цилиндр высокого давления паровой турбины *2*, откуда по паропроводу *13* поступает на промперегрев. Из промежуточного пароперегревателя *14* пар проходит цилиндры среднего и низкого давлений паровой турбины и сбрасывается в конденсатор. Из конденсатора *3* конденсат откачивается конденсаторными насосами *4* и через основной эжектор *5*, охладитель газоохладителей *11*, подогреватели низкого давления *9* и деаэратор *6* поступает на всас предвключенных (бустерных) насосов *8*. Предвключенные насосы поднимают давление на всасе питательных насосов *10*, которые подают воду через подогреватели высокого давления *15* в котел *1*.

Циркуляционная (охлаждающая) вода подается циркуляционными насосами (на схеме не показаны) по напорным водоводам *16* в конденсатор *3*. Из конденсатора циркуляционная вода сбрасывается для охлаждения по сливным водоводам *17*. На схеме также показаны насос циркуляционной воды (насос эжекторов) *19* и водоструйный эжектор *18* для отсоса воздуха из верхних водяных камер конденсатора турбины.

Дренажи из различных точек тепловой схемы направляются в расширительный бак *7*, откуда перекачиваются в линию основного конденсата дренажными насосами *20*.

---

[1] Подробно тепловые схемы ТЭС и АЭС рассматриваются в курсах «Тепловые электростанции» и «Атомные электростанции».

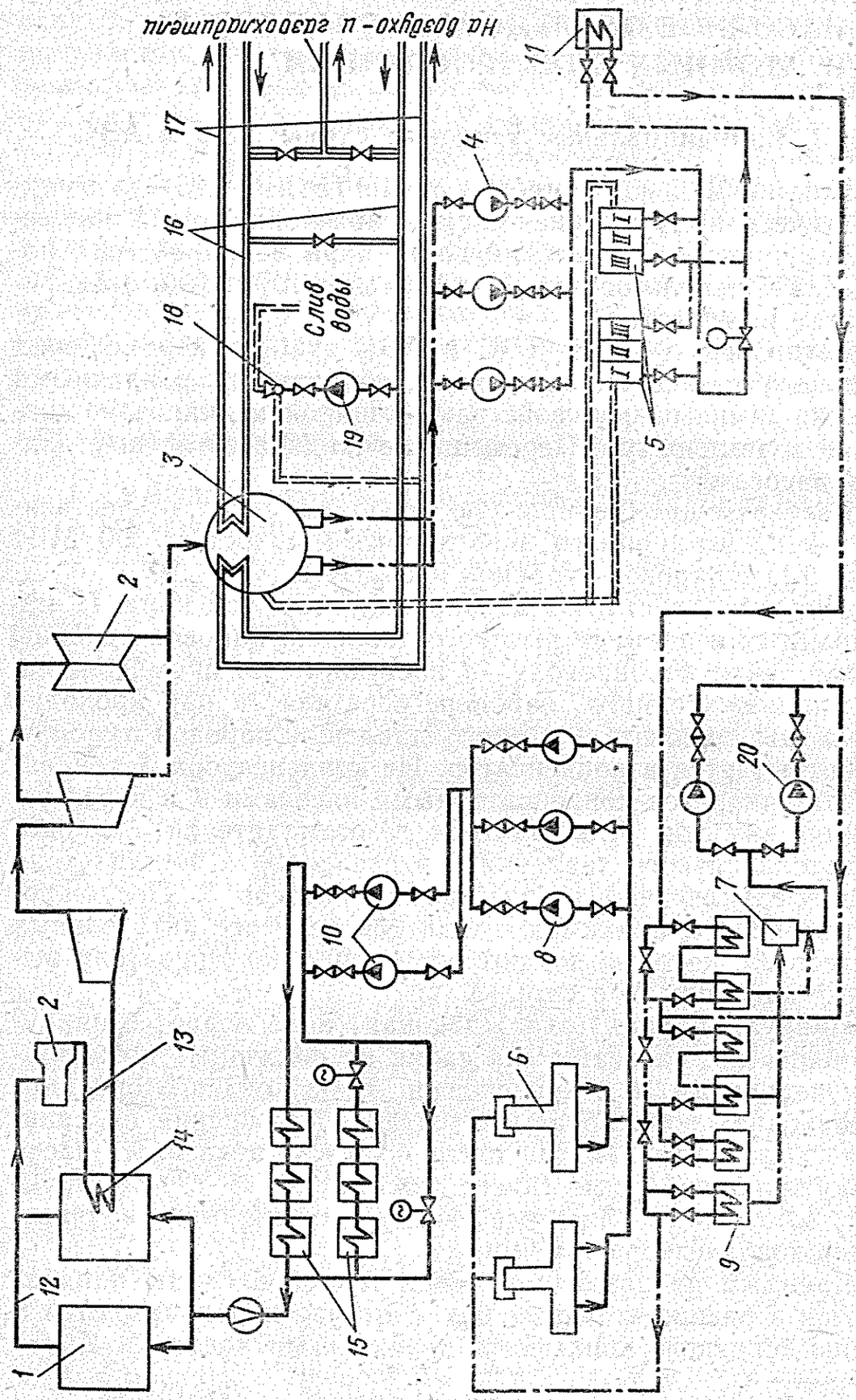


Рис. 9.1. Принципиальная схема энергоблока 300 МВт

Представленная тепловая схема в значительной мере является типовой и принципиально не меняется при изменении начальных параметров пара и единичной мощности агрегата.

Насосное оборудование по установленной мощности, а также по сложности и многообразию конструкций занимает ведущее место среди вспомогательного оборудования ТЭС.

Для обеспечения полного энергетического цикла (парогенератор — турбина — генератор — трансформатор и вспомогательное оборудование) используется около 20 различных видов насосов. По назначению, характеру работы, роду перекачиваемой жидкости и параметрам на ТЭС и АЭС используются центробежные, осевые, возвратно-поступательные, роторные и струйные насосы различной конструкции. Это центробежные насосы низкого, среднего и высокого давлений; одноступенчатые насосы с односторонним и двусторонним входом; многоступенчатые насосы для чистой воды, масла, мазута и т. д.

По своему назначению насосы ТЭС можно разделить на следующие группы.

1. *Основные насосы,* т. е. насосы, тесно связанные с работой основного эксплуатационного оборудования ТЭС и являющиеся поэтому особо ответственными элементами: 1) питательные; 2) циркуляционные; 3) конденсатные; 4) вакуумные (воздушные); 5) сетевые; 6) маслонасосы систем смазки и регулирования турбины и генератора; 7) мазутные и другие топливные насосы, подающие топливо к форсункам котлов; 8) насосы охлаждения трансформаторов; 9) основные насосы химической водоочистки; 10) багерные насосы для удаления золы гидравлическим способом.

2. *Насосы вспомогательных циклов работы:* 1) испарительной установки; 2) подачи жидкого топлива к бакам хранения и рециркуляции; 3) промливневой и фекальной канализации; 4) масляного хозяйства; 5) дренажные насосы различного назначения; 6) вспомогательные насосы химической водоочистки, насосы-дозаторы; 7) технического водоснабжения.

3. *Насосы специального назначения:* 1) пожарные; 2) хозяйственные; 3) разные.

К наиболее ответственным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся *питательные, конденсатные и циркуляционные.*

Питательные насосы на современных мощных электростанциях приравниваются к основному тепломеханическому

оборудованию, так как отключение питательного насоса приводит к снижению нагрузки основного оборудования или его полной остановке.

К насосному оборудованию предъявляются высокие требования по надежности, простоте в обслуживании и ремонте, по КПД, по высоте всасывания и продолжительности эксплуатации. Таким образом, насосы для ТЭС и АЭС (второй контур) должны: 1) удовлетворять требованиям надежности и долговечности в работе; 2) быть экономичными в эксплуатации; 3) быть удобными в монтаже и демонтаже; 4) обладать минимальным количеством деталей и обеспечивать их взаимозаменяемость; 5) иметь по возможности минимальную массу и габариты; 6) допускать в широком диапазоне изменение характеристик при изменении нагрузки агрегатов ТЭС; 7) работать с возможно меньшим подпором; 8) обеспечивать надежную параллельную работу насосных агрегатов; 9) обеспечивать минимальное эксплуатационное обслуживание при высокой степени автоматизации и дистанционности контроля.

9.2. Питательные насосные агрегаты для парогенераторов докритического давления

Питательные насосы применяются для подачи питательной воды (обычно после термического деаэратора) в парогенератор. Как правило, это центробежные многоступенчатые насосы высокого давления, приспособленные к подаче воды с высокой температурой (более 100°С).

В соответствии с ГОСТ установлены следующие значения давлений пара в котлах с докритическими параметрами: 3,9; 9,8; 13,7 МПа.

На большинстве ТЭС СССР в тепловой схеме (рис. 9.1) подогреватели низкого давления размещают между конденсатными насосами и деаэратором, а подогреватели высокого давления — за питательными насосами.

Конструкция питательных насосов должна отвечать следующим основным требованиям:

1) обеспечивать полную герметичность, как внешнюю, так и внутреннюю;

2) предусматривать свободное температурное расширение отдельных узлов и деталей без нарушения их взаимной центровки;

3) обеспечивать динамическую устойчивость во всем диапазоне работы насоса;

4) обеспечивать удобство монтажа, ремонта и обслуживания;

5) обеспечивать длительную эксплуатацию (не менее 20 000 ч) без замены основных деталей и заметного ухудшения параметров;

6) вибрация на корпусах подшипников насоса не должна превышать 0,05 мм;

7) конструкция насоса должна предусматривать возможность автоматического управления, контроля, защиты и сигнализации;

8) для устойчивой работы в системе, особенно при параллельном включении в систему, насосы должны иметь стабильную форму напорной характеристики в интервале подач от 30% до номинальной с крутизной не более 30%;

9) для предотвращения обратного вращения и недопустимого нагрева воды при малых подачах насосы должны снабжаться клапанами с линией рециркуляции.

В комплект насосной установки на $p_н = 14{,}3$ МПа и выше входят, кроме собственно насоса, следующие узлы: электродвигатель; соединительная муфта; обратный клапан с запорным вентилем и дросселирующим устройством для линии рециркуляции; защитная сетка на входном трубопроводе; оборудование и арматура масляной установки; местные щиты с приборами автоматического управления, контроля, защиты и сигнализации; запасные части, а также гидромуфта (при поставке насоса для работы с регулированием частоты вращения).

Расчетный напор, создаваемый питательным насосом, можно определить по схеме, изображенной на рис. 9.2. Давление в выходном патрубке $p_н$ питательного насоса при барабанных котлах складывается из наибольшего возможного давления в барабане котла $p_б$, из давления, необходимого для подъема воды от уровня оси насоса до уровня воды в барабане, и из суммы сопротивлений $\Sigma\Delta p_н$ в напорных трубопроводах, запорной и регулирующей арматуре, измерительных устройствах, подогревателях высокого давления и экономайзере котла.

Таким образом, давление в выходном патрубке насоса, МПа, для барабанных котлов будет

$$p_н = p_б + \frac{H_н \gamma_н}{1{,}02 \cdot 10^5} - \sum \Delta p_н, \qquad (9.1)$$

где $\gamma_н$ — средняя плотность воды в напорных линиях, кгс/м^3; $H_н$ — разница уровней оси насоса и воды в барабане.

Расчетное давление на входе в питательный насос $p_в$ определяется давлением в деаэраторе $p_д$, высотой столба

воды от уровня в деаэраторном баке до оси насоса $H_в$ и гидравлическим сопротивлением всасывающих трубопроводов $\Delta p_{вс}$:

$$p_в = p_д + \frac{H_в \gamma_в}{1{,}02 \cdot 10^5} - \Delta p_{вс}. \qquad (9.2а)$$

Повышение давления воды, создаваемое питательным насосом, составляет:

$$\Delta p_{п.н} = p_н - p_в = p_б - p_д + \frac{H_н \gamma_н}{1{,}02 \cdot 10^5} - \frac{H_в \gamma_в}{1{,}02 \cdot 10^5} + \Delta p_н + \Delta p_{вс}. \qquad (9.2б)$$

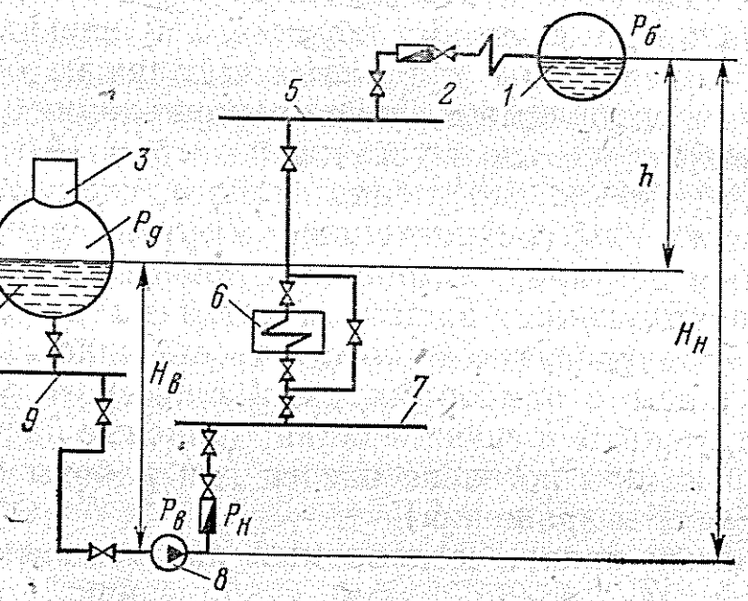


Рис. 9.2. Определение напора питательного насоса на электростанции с барабанными котлами:

1 — барабан; *2* — экономайзер; *3* — деаэратор; *4* — питательный бак; *5* — питательная магистраль; *6* — регенеративные подогреватели высокого давления; *7* — нагнетающий коллектор; *8* — питательный насос; *9* — всасывающий коллектор

Приняв $\gamma_н = \gamma_в = \gamma$ и обозначив высоту подъема $h = H_н - H_в$, а суммарное сопротивление напорной и всасывающих линий $\Delta p = \Delta p_н + \Delta p_{вс}$, получим

$$\Delta p_{п.н} = p_б - p_д + \frac{h\gamma}{1{,}02 \cdot 10^5} + \Delta p. \qquad (9.3)$$

В случае прямоточных котлов

$$\Delta p_{п.н} = p_0 + \Delta p_к - p_д + \frac{h\gamma}{1{,}02 \cdot 10^5} + \Delta p, \qquad (9.4)$$

где p_0 — давление перегретого пара перед турбиной; $\Delta p_к$ — гидравлическое сопротивление котла и паропроводов.

Уравнения (9.3) и (9.4) иногда называют гидравлической характеристикой пароводяного тракта энергоблока

парогенератор — турбина. Эти уравнения позволяют определить потери давления в тракте деаэратор-парогенератор.

Питательные насосы, используемые в теплоэнергоблоке, имеют две разновидности привода — электрический и турбопривод. Питательные насосы с электроприводом — центробежные, горизонтальные, многоступенчатые насосные

Таблица 9.1. **Основные технические характеристики питательных электронасосов**

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Давление насоса, МПа (кгс/см²)	Давление на входе в насос, МПа (кгс/см²)	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж.	КПД, %	Мощность, кВт	Масса насоса, кг
ПЭ-65-45	0,018(65)	440	3,9(45)	0,68(7)	4	65	100	1035
ПЭ-65-53	0,018(65)	580	5,2(53)	0,68(7)	4	65	143	1163
ПЭ-100-53	0,028(100)	580	5,2(53)	0,68(7)	4	68	210	1310
ПЭ-150-53	0,042(150)	580	5,2(53)	0,68(7)	5	70	305	2047
ПЭ-150-63	0,042(150)	700	6,2(63)	0,68(7)	5	70	370	2140
ПЭ-150-145	0,042(150)	1580	14,2(145)	0,68(7)	8	71	825	4256
ПЭ-250-180	0,069(250)	1975	17,6(180)	0,78(8)	11	75	1625	6340
ПЭ-270-150	0,075(270)	1650	14,7(150)	0,78(8)	11	76	1445	6734
ПЭ-380-185	0,105(380)	2030	18,1(185)	0,98(10)	12	77	2475	10 920
ПЭ-380-200	0,105(380)	2190	19,6(200)	0,98(10)	12	77	2670	11 000
ПЭ-500-180	0,139(500)	1975	17,6(180)	0,98(10)	15	78	3125	10 850
ПЭ-500-185	0,161(580)	2030	18,1(185)	0,98(10)	15	81	3590	10 850
ПЭ-580-200	0,161(580)	2190	19,6(200)	0,98(10)	15	81	3875	10 930
ПЭ-600-300	0,167(600)	3920	29,4(300)	2,35(24)	15	77	6360	12 080
ПЭ-720-185	0,200(720)	2030	18,1(185)	0,98(10)	15	82	4400	10 930
ПЭ-780-185	0,217(780)	2030	18,1(185)	0,98(10)	15	80	4890	16 380
ПЭ-780-210	0,217(780)	2330	20,6(210)	0,98(10)	15	80	5615	16 600
ПЭ-900-185	0,250(900)	2030	18,1(185)	0,98(10)	15	82	5500	16 490

Примечания: 1. Параметры насосов с давлением 17,6 МПа и выше указаны без отбора от промежуточной ступени насоса.

2. Допустимый кавитационный запас отнесен к оси насоса, он не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

3. Масса указана для насоса без двигателя.

4. Насос ПЭ-600-300 используется для парогенераторов с давлением 25 МПа.

агрегаты с непосредственным приводом (или через гидродинамическую муфту) от электродвигателя с частотой вращения 3000 об/мин. Параметры питательных электронасосов определяются ГОСТ 22337-77 (табл. 9.1).

Параметры питательных турбонасосов определяются ГОСТ 11269-66 (табл. 9.2).

В обозначении типоразмеров буквы и цифры означают: ПЭ — питательный насос с электродвигателем, ПТН — пи-

Таблица 9.2. **Основные технические характеристики питательных турбонасосов**

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Давление насоса, МПа (кгс/см²)	Давление на входе в насос, МПа (кгс/см²)	Абсолютное давление пара на входе в турбину, МПа (кгс/см²)	Частота вращения (расчетная), об/мин	Мощность, кВт
ПТН-30-54-35	0,008 (30)	5,3 (54)	0,03 (0,3)	3,4 (35)	10 000	115
ПТН-70-60-35	0,019 (70)	5,9 (60)	0,21 (2,1)	3,4 (35)	5400	185
ПТН-60-27-15	0,017 (60)	2,7 (27)	0,39 (4,0)	1,45 (15)	7000	110
ПТН-115-60-35	0,032 (115)	5,9 (60)	0,21 (2,1)	3,4 (35)	5300	260
ПТН-280-140-90	0,075 (270)	13,7 (140)	0,62 (6,3)	8,8 (90)	5000	1460
ПТН-500-186-130	0,139 (500)	18,2 (186)	0,62 (6,3)	12,7 (130)	6300	3400

Примечание. Для турбонасосоз ПТН-270-140-90 и ПТН-500-186-130 давление на входе в насос приведено для входного патрубка предвключенного насоса.

тательный насос с турбоприводом; первая цифра — подача, м³/ч, вторая — давление насоса, кгс/см², и третья (для турбонасосов) — абсолютное давление пара на входе в турбину, кгс/см².

Например, питательный насос с электроприводом, имеющий подачу 720 м³/ч и давление 185 кгс/см² (18,1 МПа), обозначается ПЭ-720-185.

Согласно ГОСТ насосы с давлением 145 кгс/см² (14,3 МПа) и выше должны поставляться по требованию заказчика с гидромуфтой для плавного регулирования подачи от 30% до номинальной. Питательные насосы должны допускать работу при закрытой напорной задвижке и перепуске воды до 30% номинальной подачи через линию рециркуляции.

Питательные насосы на $p_н$=17,7 МПа и выше должны допускать отбор воды до 10% подачи насоса с давлением 3,9 — 4,9 МПа.

9.3. Конструкция основных узлов питательных насосов

Рассмотрим конструкцию и общий вид питательного насоса ПЭ-580-200 (рис. 9.3, 9.4). Основные технические данные этих насосов представлены ниже:

Подача, м³/ч	580
Давление на выходе из насоса, МПа	19,6
Давление на входе в насос (не более), МПа	0,98
Частота вращения, об/мин	2900
Мощность насоса, кВт	3865

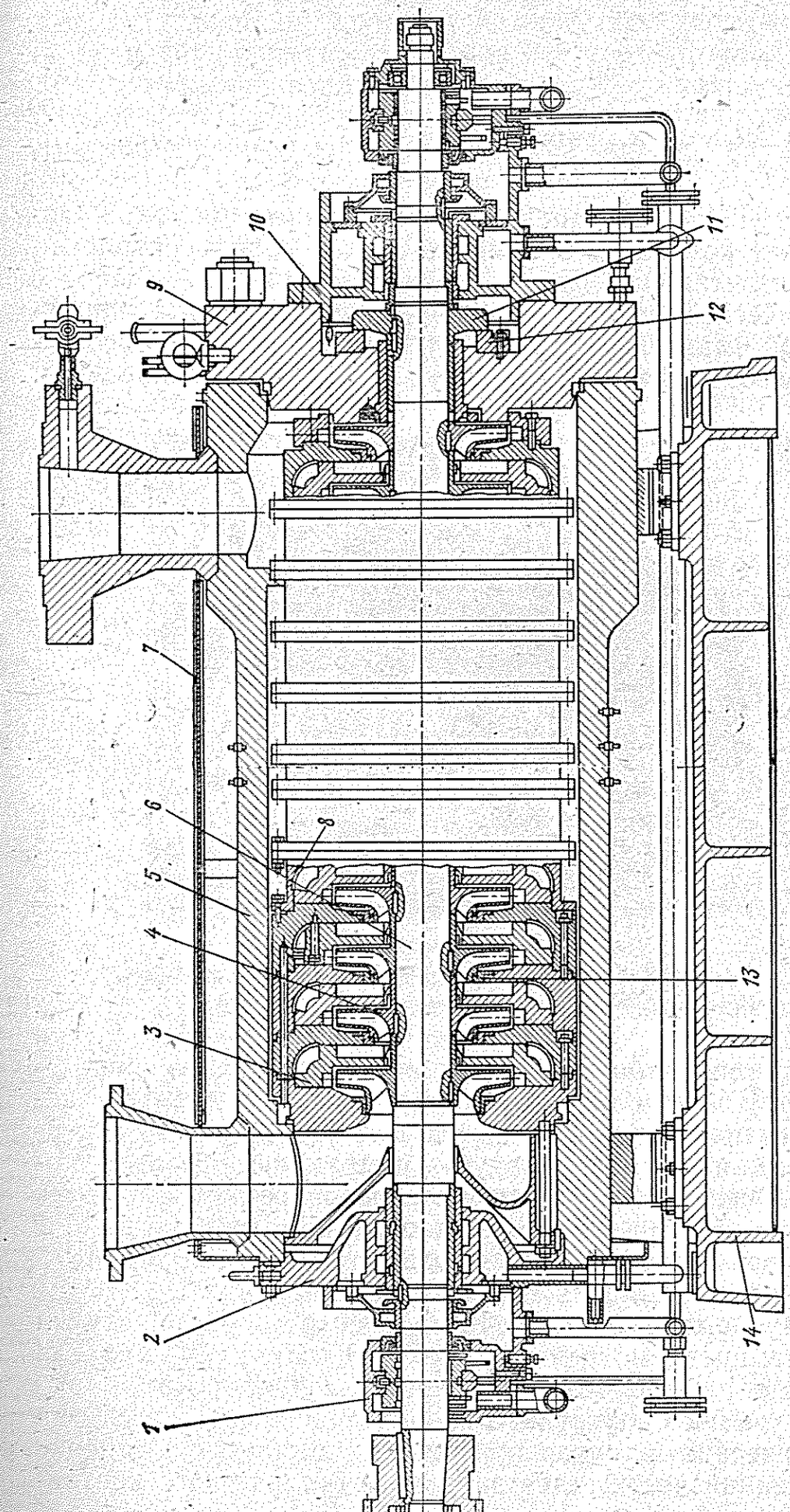


Рис. 9.3. Питательный насос ПЭ-580-200 (продольный разрез): *1* — передний подшипник; *2* — входная крышка; *3* — направляющий аппарат; *4* — рабочее колесо; *5* — наружный корпус; *6* — вал; *7* — кожух; *8* — внутренний корпус; *9* — напорная крышка; *10* — концевое уплотнение; *11* — разгрузочный диск; *12* — подушки пяты; *13* — уплотнение рабочего колеса; *14* — плита

КПД насоса, %	81
Масса насоса, кг	10 930
Температура питательной воды, °С	160
Подпор на входе сверх упругости паров, м	15
Число рабочих ступеней	11

Насос ПЭ-580-200 предназначен для питания водой стационарных котлов ТЭС и представляет собой центробежный горизонтальный двухкорпусный секционный насос с гидравлической пятой, подшипниками скольжения, принудительной смазкой, концевыми уплотнениями щелевого типа, с подводом запирающего (уплотняющего) конденсата.

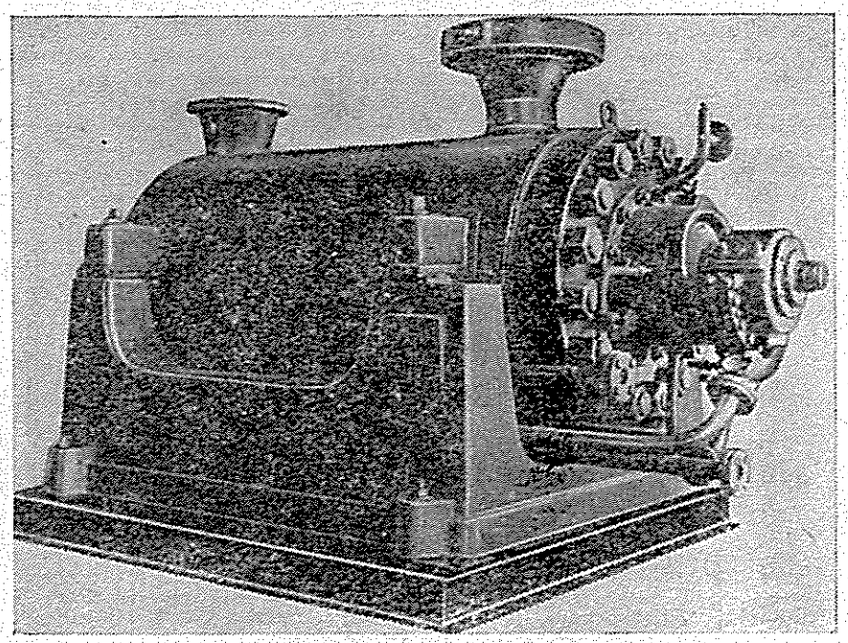


Рис. 9.4. Общий вид питательного насоса ПЭ-580-200

Уплотнение рабочих колес для предотвращения протечек по валу осуществляется за счет металлического контакта по всей площади торцов ступиц. Рабочее колесо *3* первой ступени имеет специальную конструкцию, обеспечивающую повышенную всасывающую способность. Уплотнения рабочих колес промежуточных ступеней двухщелевые с зубом, а для первой ступени — однощелевые гладкие. Межступенчатые уплотнения однощелевые ступенчатые.

Между комплектом рабочих колес и торцом втулки гидропяты предусмотрен зазор (0,5—1 мм), служащий для компенсации теплового расширения деталей ротора. Соединение секций внутреннего корпуса осуществляется на цилиндрических заточках при помощи шпилек. Уплотнение стыков секций достигается за счет металлического контакта уплотняющих поясков. В качестве дополнительного уплотнения применяют кольца из термостойкой резины.

Питательная вода из деаэратора поступает во входной патрубок насоса. Пройдя через полуспиральный подвод, предназначенный для создания условий, наиболее благоприятных для обтекания потоком вращающегося вала, вода поступает в рабочее колесо первой ступени. В питательных насосах необходимо получить максимальное приращение потенциальной энергии давления, поэтому жидкость после рабочего колеса поступает в лопаточный отвод, в диффузорных каналах которого происходит превращение части кинетической энергии в потенциальную. Затем вода поступает к рабочему колесу второй ступени. Вода движется по каналам проточной части с большими скоростями (40—60 м/с). Следовательно, эти каналы должны иметь благоприятную в гидравлическом отношении форму и гладкую поверхность для уменьшения гидравлических потерь. Минуя последнюю ступень, вода поступает в пространство между наружным и внутренним корпусами, а оттуда в нагнетательный выходной патрубок.

Для направленного теплового расширения в крышках насоса имеются продольные шпонки. Лапы крышки всасывания фиксируются на плите поперечными цилиндрическими штифтами. В крышках отлиты камеры для обеспечения равномерного прогрева верхней и нижней стяжных шпилек. Ротор насоса состоит из вала, комплекта рабочих колес, посаженных на вал по скользящей посадке, деталей гидравлической разгрузки, защитных втулок и зубчатой полумуфты. Все колеса, кроме первой ступени, имеют одинаковую проточную часть. Опорами ротора служат подшипники скольжения с цилиндрическими вкладышами.

Насосы ПЭ-580-200 поставляются в комплекте с гидродинамическими муфтами типа МГ-5000.

При работе насоса на ротор действует осевое усилие, которое достигает нескольких десятков тонн. Для уравновешивания осевого усилия и снижения давления перед концевыми уплотнениями со стороны нагнетания предусматривается уравновешивающий диск (гидравлическая пята). Конструкция гидравлической пяты приведена в гл. 7. Гидравлическая разгрузка является наиболее ответственным узлом насоса, определяющим его надежность. Поэтому при эксплуатации необходимо большое внимание уделять ее правильной работе.

Ответственными узлами питательных насосов являются также концевые уплотнения, основное назначение которых заключается в предотвращении утечек питательной

воды вдоль вала в районе подшипников насосного агрегата. Концевое уплотнение, применяемое в питательных насосах, имеет две основные разновидности: щелевое и сальниковое.

Пример конструкции концевого уплотнения щелевого типа приведен на рис. 9.5. Корпус уплотнения представляет собой сварно-литую деталь из углеродистой стали, в кото-

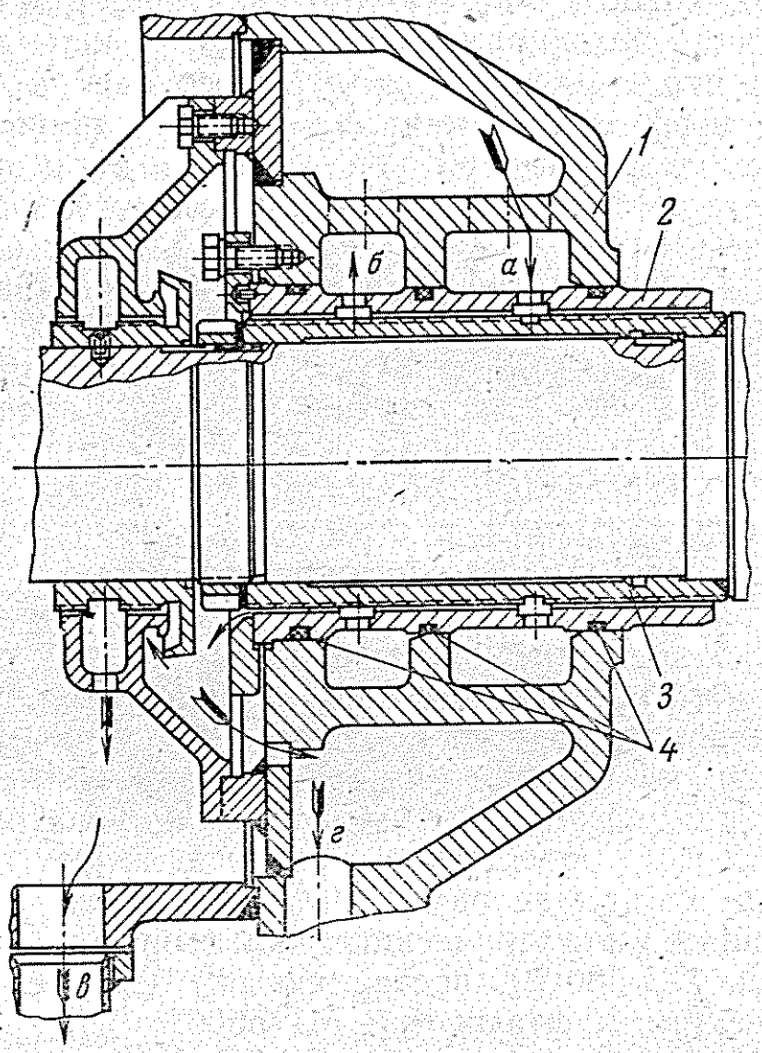


Рис. 9.5. Концевое уплотнение щелевого типа:

а — подвод конденсата; *б* — к конденсатору; *в* — в сливную систему; *г* — в безнапорную емкость

рой имеются камеры подвода и отвода конденсата. Втулки из нержавеющей стали *2*, устанавливаемые в корпусе *1*, образуют с вращающимися рубашками *3* вала дросселирующие щели. Уплотнение между камерами осуществляется кольцами из термостойкой резины *4*. Концевые уплотнения щелевого типа с подводом и отводом уплотняющего конденсата нашли широкое распространение в питательных насосах по следующим причинам:

1) они более просты в эксплуатации, чем уплотнения с мягкой сальниковой набивкой;

2) долговечность работы концевых уплотнений щелевого типа практически равна долговечности основных деталей насоса;

3) щелевые уплотнения наиболее приемлемы для автоматизации работы насосного агрегата.

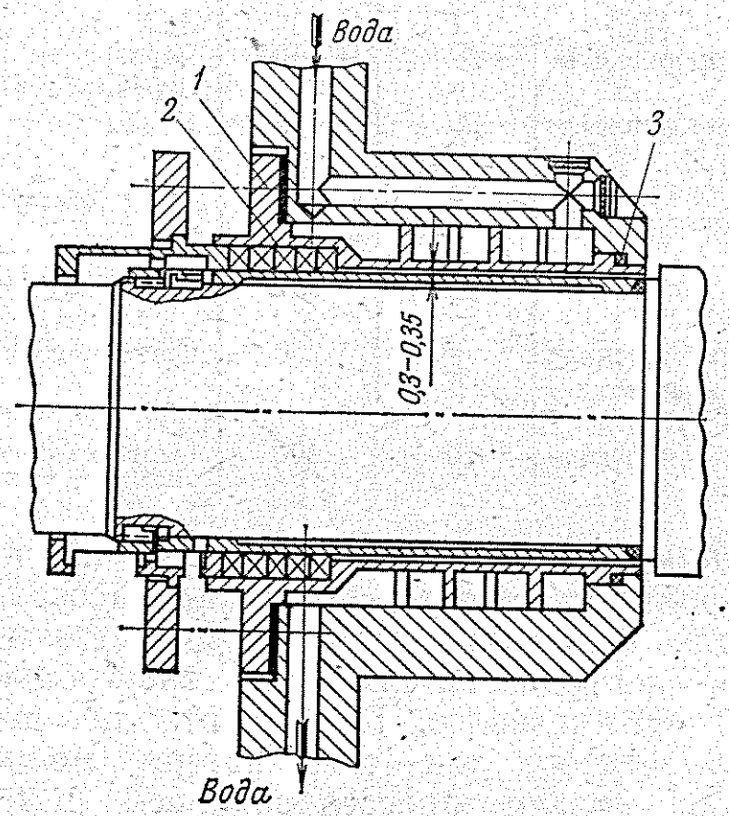


Рис. 9.6. Сальниковое уплотнение с мягкой набивкой

В насосе ПЭ-500 вместо щелевых применены сальниковые уплотнения с мягкой набивкой (рис. 9.6). Тонкостенные ребристые сальниковые коробки *1* устанавливаются в крышку всасывания и корпус заднего концевого уплотнения. Уплотнение сальниковой коробки осуществляется кольцом из термостойкой резины *3*. По сверлениям в крышке всасывания и корпусе уплотнения подводится и отводится техническая вода для охлаждения сальников.

Тип сальниковой набивки *2* определяется в зависимости от параметров воды в соответствии с ГОСТ 5152-66. Основные разновидности набивок приведены в табл. 9.3.

Насос ПЭ-580-200 имеет постоянно падающую характеристику (рис. 9.7), что соответствует требованиям, предъявляемым к питательным насосам.

Таблица 9.3. **Разновидности набивок сальников**

Набивка	Предельное давление, МПа	Предельная температура, °С	Среда
Асбестопроволочная (АПР)	4,4	300	Вода, нефтепродукты
Тальковая сухая (ТС)	1	130	Вода, пар
Асбестовая прорезиненная (АПП)	32	200	Перегретая вода, пар, нефтепродукты
Асбестовая прорезиненная сухая (АПС)	29	450	То же
Асбестопроволочная прорезиненная пропитанная (АПРПП)	88	200	» »
Асбестовая проклеенная с графитом (АГ-1)	20	260	Вода, пар
Асбестовая, пропитанная суспензией фторопласта-4 с тальком (АСТ)	8	250	Органические продукты
Прорезиненная асбестовая (ПА)	10	400	Перегретая вода, пар

Гидродинамические муфты нашли широкое применение для регулирования частоты вращения насосов, а следовательно, для изменения подачи при постоянной частоте вращения электродвигателя на энергоблоках мощностью 150 МВт и более. Гидромуфты повышают КПД насосных агрегатов, так как потери мощности при регулировани подачи дросселированием всегда выше. Дополнительными преимуществами использования гидромуфт являются увеличение долговечности насоса, арматуры

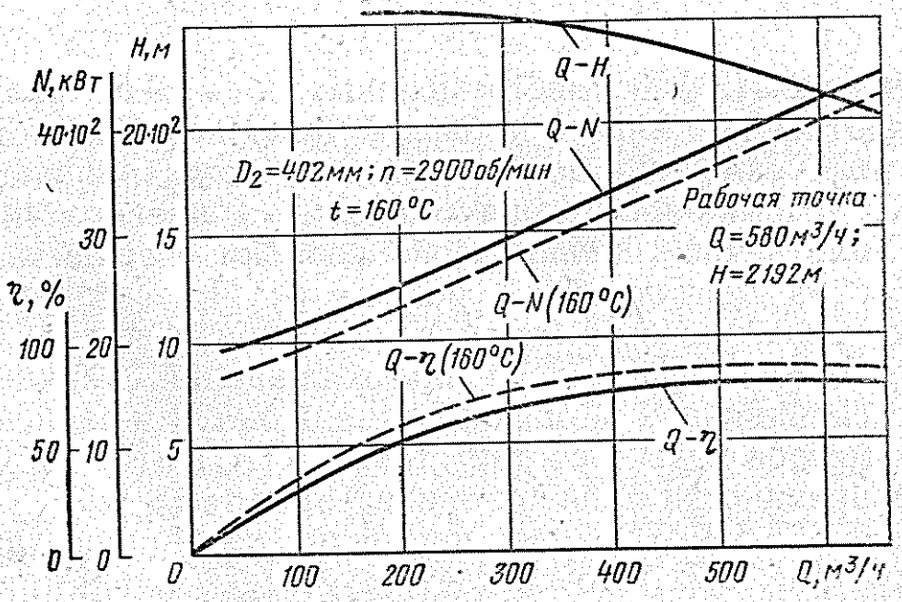


Рис. 9.7. Характеристика насоса ПЭ-580-200

и электродвигателя, а также сохранность регулирующих клапанов котла. Все это объясняется тем, что гидромуфта облегчает условия пуска питательной установки и возможность поддержания перепада давления на регулирующих клапанах питания парогенератора в оптимальных пределах.

Основные технические данные гидромуфт питательных насосов даны в табл. 9.4. Гидродинамическая муфта пред-

Таблица 9.4. **Основные технические характеристики гидромуфт питательных насосов**

Параметр	Тип муфты			
	МГ-580-2 (МГ-590-2)	МГ-2-600 (МГ-5000)	МГ-2-650 (МГ-7000)	ЛМЗ-8000
Номинальная передаваемая мощность, кВт	2000	5000	7000	8000
Синхронная частота вращения ведущего вала, об/мин	3000	300	3000	3000
Скольжение при номинальной передаваемой мощности, %	2	3	3	2,5
Автоматическая глубина регулирования по скольжению, %	3—20	3—20	3—20	3—20
Работа на ручном управлении	—	3—80	3—80	—
Активный диаметр рабочей плоскости, мм	580	600	650	660
Рабочая жидкость	Масло турбинное Т 22			
Расход масла, м³/ч	25	42	70	70
Масса гидромуфты, кг	1500	2290	2530	2100

Примечания: 1. Условные обозначения: МГ—муфта гидродинамическая (гидромуфта); цифра—активный диаметр рабочей полости, мм.
2. Двухполостная.
3. В скобках приведено обозначение, применявшееся до модернизации гидромуфт.

назначается для регулирования частоты вращения центробежных электронасосов в целях изменения их подачи и напора в соответствии с характеристикой сети. Для этого статическая регулировочная характеристика (зависимость давления, развиваемого насосом, от положения выходного элемента исполнительного механизма регулирующего органа гидромуфты) насосного агрегата с гидромуфтой должна быть прямолинейной в диапазоне изменения скольжения от 2 до 20%.

Рассмотрим конструкцию гидромуфт на примере гидромуфты ЛМЗ-8000, внешний вид которой дан на рис. 9.8.

Основными элементами гидромуфты являются *статор, ведущий и ведомый роторы.* Статор представляет собой литой чугунный корпус с горизонтальным разъемом, с

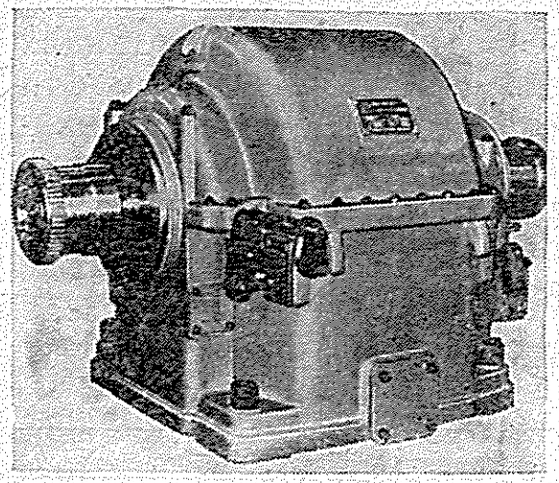


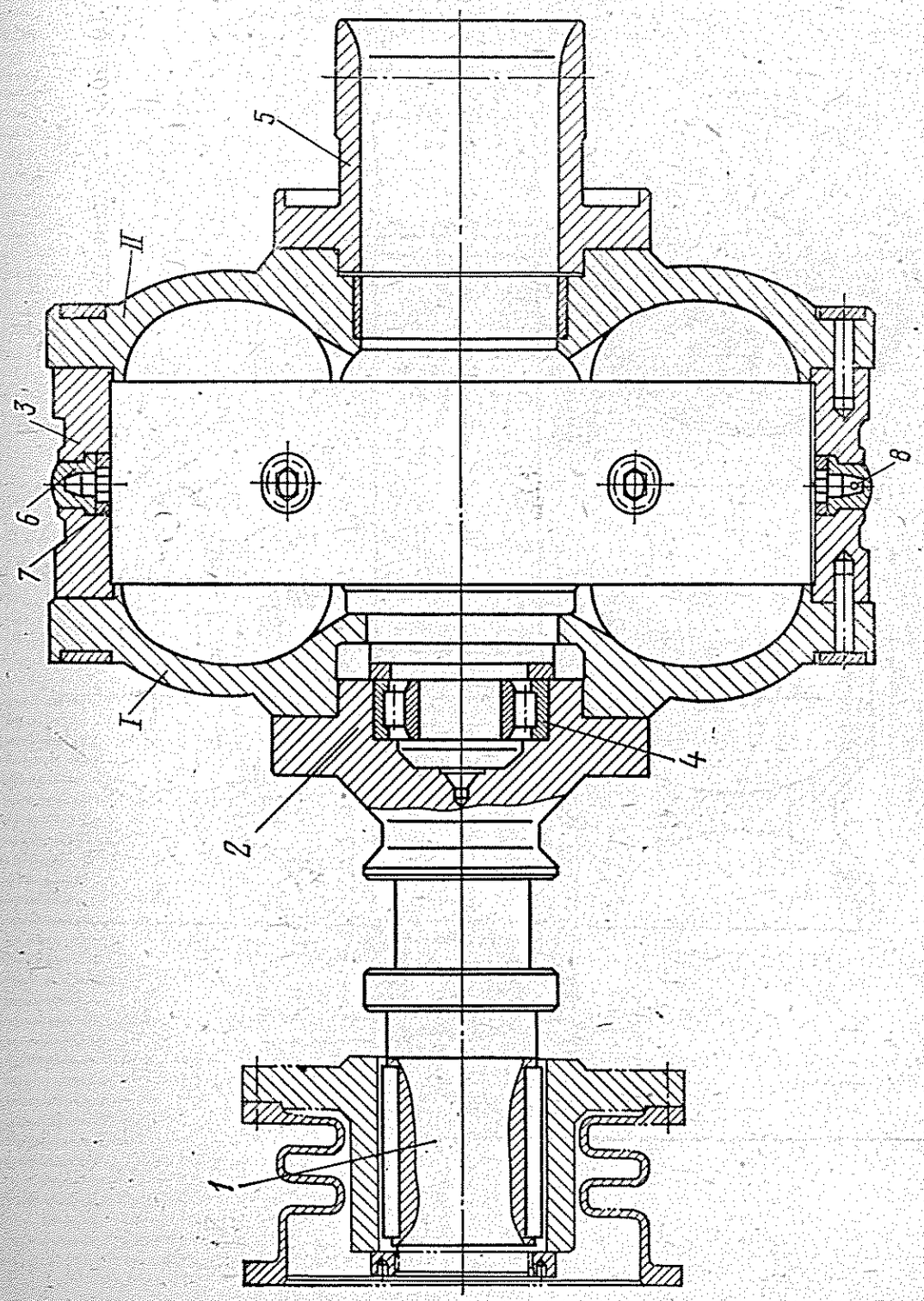
Рис. 9.8. Гидромуфта ЛМЗ 8000 кВт (общий вид)

вмонтированными в него двумя подшипниками. Передний подшипник ведущего ротора имеет самостоятельную крышку, а задние подшипники ведущего и ведомого роторов имеют общую крышку, образуя с нижней половиной корпуса камеры подвода масла в рабочие полости ротора гидромуфты. В нижней половине корпуса помещен маслосборный картер, предназначенный для предохранения стенок корпуса от омывания потоками нагретого в гидромуфте масла и для уменьшения тепловых деформаций корпуса, которые могут вызвать расцентровку корпуса с остальными элементами агрегата. На разъеме нижней части корпуса на двух лапах подвешено маслосборное кольцо, предназначенное для предохранения стенок корпуса и картера от эрозионного действия струй масла, для организации отвода потока масла, выброшенного ниппелями из рабочих полостей ротора гидромуфты. В нижней половине кольца имеются пазы и отверстия для слива масла в картер. Для направленного движения масла в маслосборном кольце установлены направляющие лопатки.

Регулирование работы гидромуфты производится изменением расхода подаваемого в нее масла. При стационарном режиме этот расход неизменен.

Регулирующее устройство, смонтированное на кронштейне корпуса гидромуфты и управляемое через колонку дистанционного управления, состоит из регулирующего клапана, получающего импульс от регулирующего устройства энергоблока. Ведущий (насосный) ротор гидромуфты (рис. 9.9) образован двумя коваными чашеобразными дисками (*I,II*), соединенными по наружному диаметру с помощью фланцев цилиндрической кованой проставкой *3*. В торце вала *1* со стороны его крепления к диску *I* выполнено гнездо *2* ведомого (турбинного) ротора, в котором монтируется наружная обойма роликового подшипника *4*. Смазка этого подшипника осуществляется через отверстия, сообщающиеся с канавкой выполненной в торце вала. Масло в этой канавке выдавливается через зазор между расточкой вкладыша и шейкой вала. Шейкой заднего подшипника ведущего ротора служит вал *5*, прикрепленный

Рис. 9.9. Ведущий (насосный) ротор гидромуфты



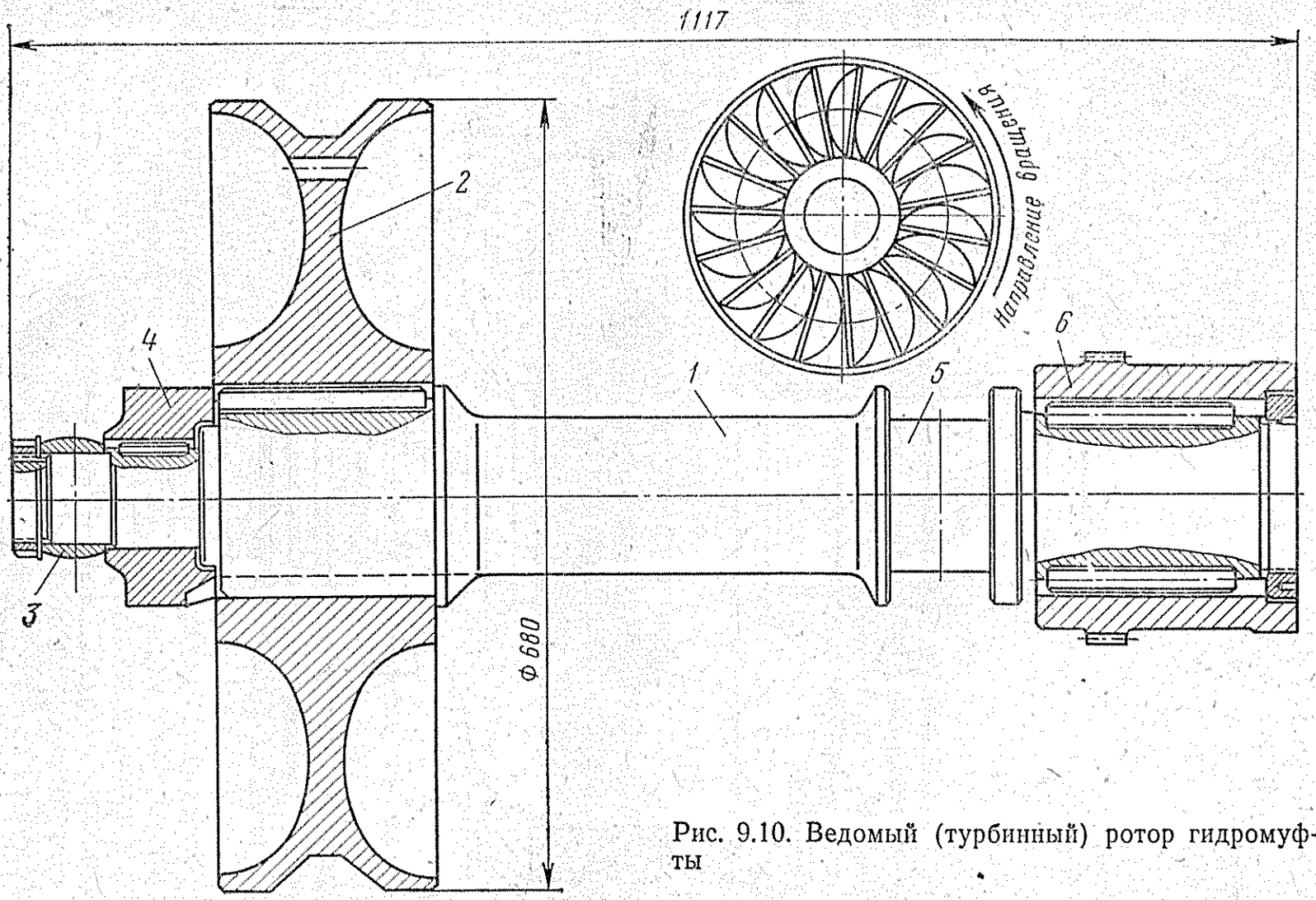


Рис. 9.10. Ведомый (турбинный) ротор гидромуфты

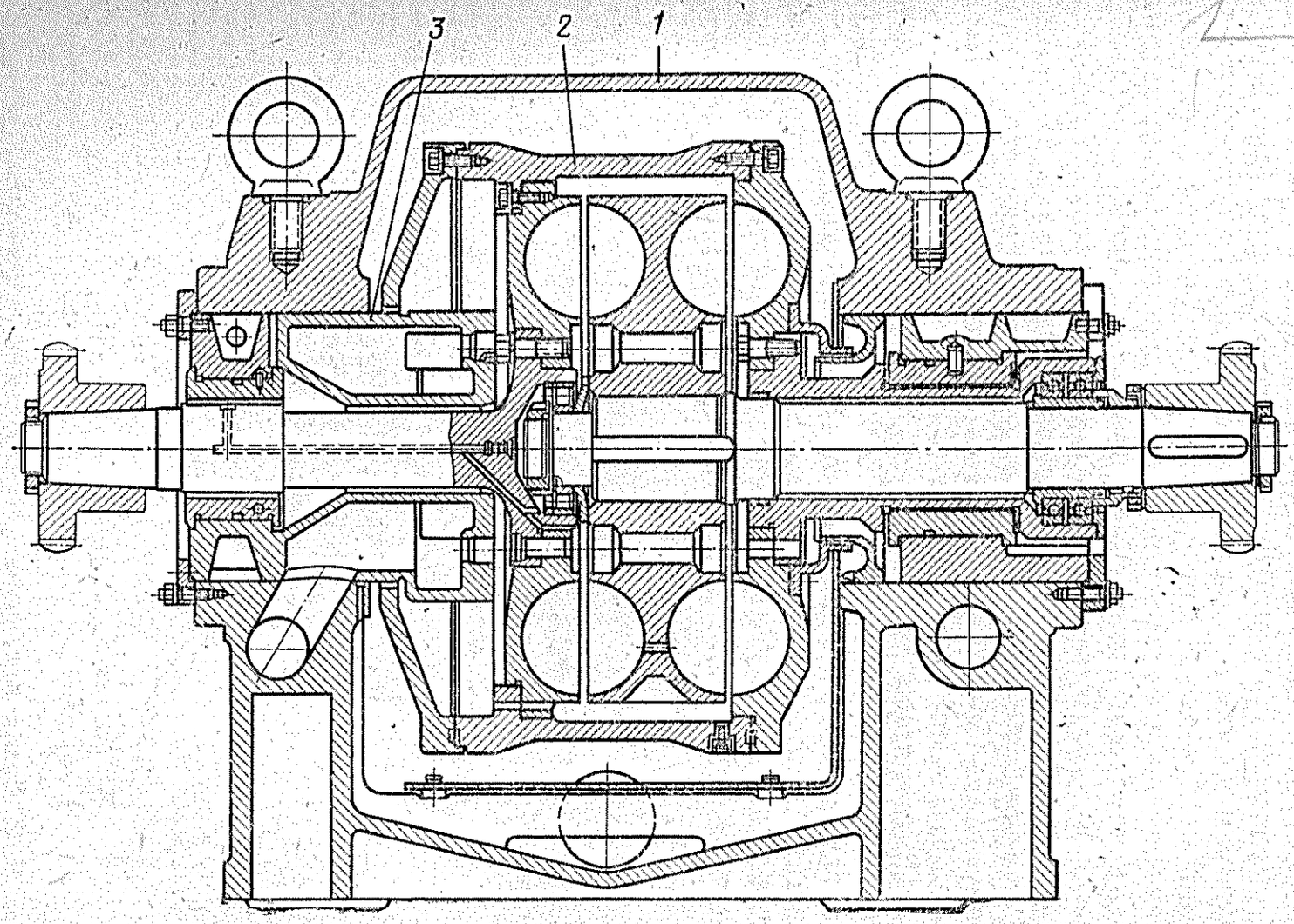


Рис. 9.11. Гидромуфта МГ-2-600 питательного насосного агрегата

к торцу диска *II*. Соединительная цилиндрическая проставка *3* ведущего ротора имеет шесть радиально расположенных отверстий, в которые вставляются полые стаканы *6*, закрепленные круглыми гайками *7*. В боковую стенку стакана ввертывается ниппель *8* из нержавеющей стали. Выходные отверстия ниппелей направлены в сторону, противоположную направлению вращения ротора, что позволяет использовать реактивное воздействие вытекающей струи масла при работе гидромуфты. Слив масла через ниппель обеспечивает его температуру на уровне 60—65 °С.

Ведомый (турбинный) ротор гидромуфты (рис. 9.10) образован валом *1* с насаженным на него двусторонним турбинным диском *2*, лопастная система которого выполнена аналогично насосным дискам. На передний конец ведомого вала насажены внутренняя обойма роликового подшипника *3* и уплотнительная втулка *4*. С другой стороны вал имеет шейку *5* опорно-упорного подшипника скольжения и втулку зубчатой муфты *6* для соединения его с валом редуктора. Приведенная схема регулирования работы гидромуфты носит название жиклерной.

Применяется также черпаковая схема регулирования, например, в гидромуфте МГ-2-600 (рис. 9.11). Вал электродвигателя посредством зубчатой муфты соединяется с ведущим (насосным), а вал насоса — с ведомым (турбинным) ротором гидромуфты. Насосное и турбинное колеса *2* изго-

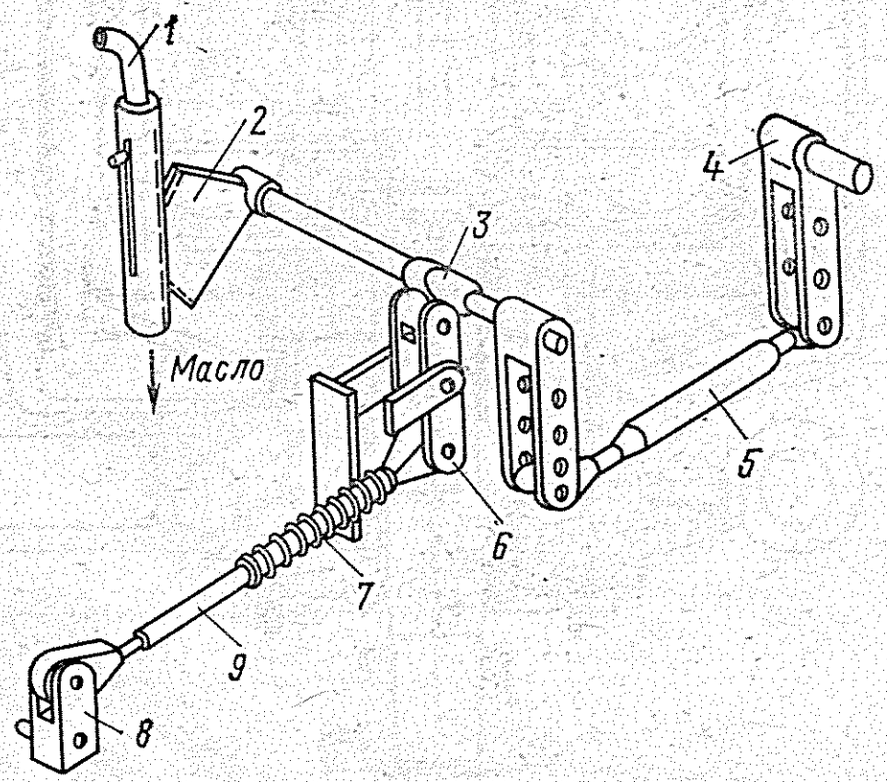


Рис. 9.12. Схема механизма регулирования гидромуфты

тавливаются из стальных поковок с приваренными прямыми радиальными лопатками. Насосный ротор на подшипниках с упором устанавливается в разъемный корпус *1*. Турбинный ротор своими опорами имеет подшипник качения. Контур циркуляции гидромуфты через золотник и корпуса подшипников заполняется рабочей жидкостью — маслом от маслосистемы. Регулирование частоты вращения гидромуфты осуществляется изменением величины заполнения контура циркуляции, который через отверстия соединяется с дополнительным объемом, где формируется масляное кольцо. Изменение размера масляного кольца достигается черпаковым устройством, которое располагается в чугунном корпусе *3*, установленном по плотной посадке в цилиндрической расточке корпуса. Для предотвращения перегрева масла в контуре циркуляции при нормальной работе гидромуфты на роторе установлены заглушки с отверстиями, заполненными легкоплавким металлом (сплав из 40% висмута и 60% олова). При температуре около 140 °С металл выплавляется и гидромуфта опорожняется.

Схема механизма регулирования гидромуфты приведена на рис. 9.12.

Черпак *1* имеет нарезанную зубчатую рейку и перемещается в направляющей бронзовой втулке зубчатым сектором механизма перемещения *2*. Валик механизма перемещения *4* приводится в движение колонкой дистанцион-

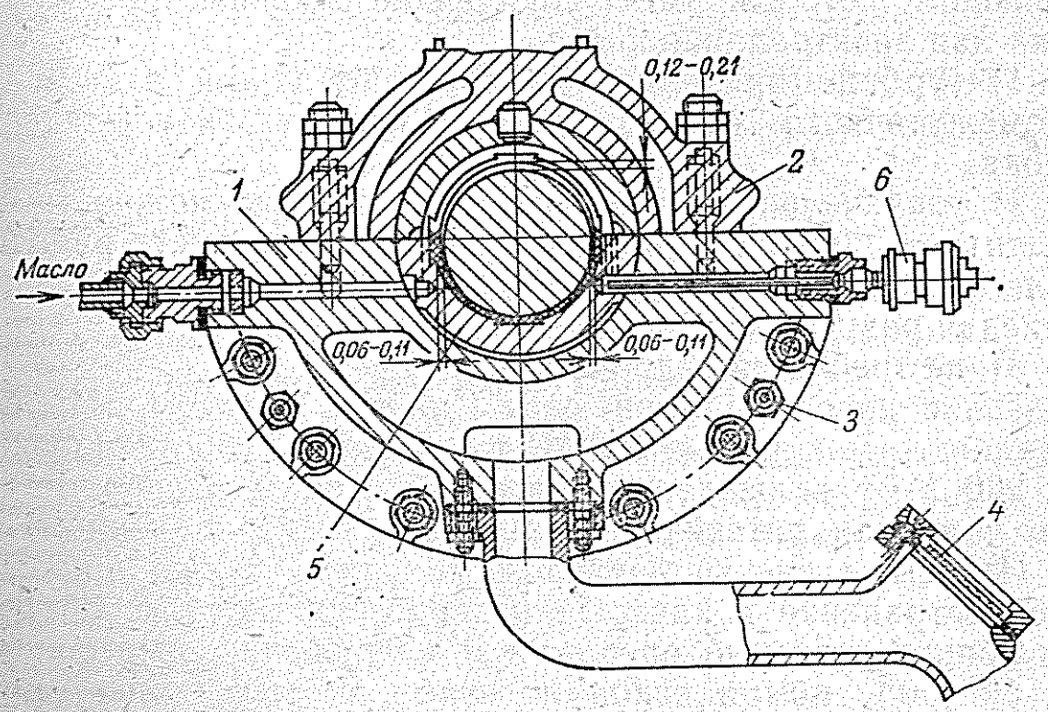


Рис. 9.13. Подшипник насоса

ного управления (КДУ) посредством тяги *5*. При помощи специального кулачка *3* одновременно приводится в движение валик поворотного золотника *8* через двуплечий рычаг *6* и тягу *9* с пружиной *7*.

Опорами ротора насоса являются *подшипники скольжения* с принудительной смазкой (рис. 9.13). Корпус *1* и крышки подшипников *2* чугунные, вкладыши *5* стальные с баббитовой заливкой. Вкладыши с высокой частотой вращения насосов имеют сферическую посадку в корпусе, а насосов с частотой вращения до 3000 об/мин — цилиндрическую. Положение подшипников на заводе-изготовителе фиксируется двумя призон-штифтами *3*. Масло подается с двух сторон к середине вкладыша и сливается по краям. Для контроля температуры вкладышей в корпусе подшипника установлены термометры сопротивления *6*. Наличие смазки контролируется через смотровое окно *4*.

Характеристики питательных электронасосов представлены в приложении 5.

9.4. Особенности конструкций питательных насосов ТЭС, работающих при сверхкритических параметрах пара

В том случае, если мощность на валу питательного насоса превышает 8 тыс. кВт, в отечественной практике, как правило, применяются питательные насосы с турбинным приводом, который имеет следующие основные преимущества над электроприводом:

1) турбина приводится в действие паром, взятым из промежуточного отбора, что повышает экономичность блока;

2) увеличение частоты вращения дает возможность сократить количество ступеней и уменьшить диаметр рабочих колес при данном напоре, а следовательно, избежать применения редуктора;

3) не требуется гидромуфта.

Такие насосы применяются главным образом в турбоустановках мощностью 300 МВт и выше (в турбоустановках до 200 МВт включительно преобладающее распространение получили питательные насосы с электроприводом).

Насосы с электроприводом получили также широкое распространение в качестве пускорезервных, т. е. обеспечивающих пусковые операции и нагружение энергоблока до 50—60% номинальной нагрузки, а также удержание нагрузки энергоблока на указанном уровне при выходе из строя главного питательного насоса с трубоприводом.

Характерной особенностью схем энергоблоков мощностью 300 МВт и более является разделение питательных насосов на *основные и бустерные*. Установка бустерного насоса диктуется следующими причинами. При увеличении мощности турбин увеличивается и подача применяемых насосов. Но с увеличением частоты вращения насоса и его подачи повышается требуемый подпор на всасывающей стороне, если одновременно не снижать частоту вращения ротора. Снижение же частоты вращения уменьшает напор, развиваемый ступенью насоса по квадратичной зависимости, и увеличивает количество ступеней. Это делает насос более тяжелым, дорогим и крупногабаритным (особенно для высоконапорных насосов). Для того чтобы избежать утяжеления насоса, его как бы разделяют на два: первый, бустерный — имеет малую частоту вращения и не требует большого подпора, а второй, основной — имеет большую частоту вращения, а следовательно, более компактен, что возможно благодаря подпору, создаваемому бустерным насосом. Таким образом, конструктивные соображения вынудили ограничить число ступеней насоса и увеличить частоту его вращения. Последнее в свою очередь привело к сооружению бустерного насоса.

Таблица 9.5. **Основные виды питательных насосов, применяемых на мощных энергоблоках**

Насос или привод	Турбина			
	К-300-240 (ХТГЗ)	К-300-240 (ЛМЗ)	К-500 (ХТГЗ)	К-800
Пускорезервный насос	ПЭ-600-300	СВПЭ-320-550 или ПЭ-600-300	—	—
Бустерный насос	ПД-650-160	ПД-650-160	ПД-1600-180	ПД-1600-180
Главный насос (с турбоприводом)	ПТН-1150-340-15	ПТН-1150-340-15	ПТН-1500-350	ПТН-1500-350
Турбопривод	ОР12ПМ	ОР12ПМ	ОК18ПУ-500	ОК18ПУ-800

В табл. 9.5 приведены основные виды питательных насосов, применяемых на отечественных энергоблоках мощностью 300, 500 и 800 МВт. Рассмотрим конструктивные особенности питательных насосных агрегатов энергоблоков, работающих на сверхкритических параметрах пара, на примере турбоустановки К-300-240. Питательная установка такого энергоблока состоит из следующего оборудования:

1) пускорезервный питательный электронасосный агрегат ПЭ-600-300 или СВПЭ-320-550;

2) главный питательный турбонасосный агрегат ПТН-1150-340-15;

3) бустерный (предвключенный) насос ПД-650-160 (12ПД-8).

Основные технические данные главного питательного насоса ПТН-1150-340-15 (СВПТ 340-1000) приведены ниже:

Подача, м³/ч	1150
Давление на выходе насоса, МПа (кгс/см²)	33,2 (340)
Давление на входе в насос, МПа (кгс/см²)	1,45 (15)
Абсолютное давление пара на входе в турбину, МПа (кгс/см²)	1,45 (15)
Частота вращения, об/мин	6000
Мощность насоса, кВт	12 500
Коэффициент полезного действия	0,8

Разрез главного питательного турбонасоса ПТН-1150-340-15 представлен на рис. 9.14.

Насос выполнен в двухкорпусном исполнении и имеет шесть ступеней. Кованый наружный корпус *2* имеет приварные бесфланцевые входной *1* и напорный патрубки, направленные вертикально вниз. При монтаже трубопроводы привариваются непосредственно к патрубкам. С торцов корпус закрывается входной и напорными крышками. В напорной крышке располагается гидравлическое разгрузочное устройство *7*, к ней шпильками крепится корпус концевого уплотнения. Внутренний корпус *3* выполнен с горизонтальным разъемом по оси насоса: корпус сварно-кованый из хромистой стали. Направляющие аппараты *4* — лопаточного типа, также разъемные. При сборке обе их половинки соединяются болтами. Цельный направляющий аппарат последней ступени крепится непосредственно к внутреннему корпусу. Такая конструкция внутреннего корпуса дает возможность использовать ротор насоса неразборного типа. Крепление внутреннего корпуса в наружном обеспечивает условия для независимого теплового расширения деталей насоса без нарушения их центрирования.

В уплотнительных стыках между внутренним и наружным корпусами в стыке крышки нагнетания предусмотрены плоские прокладки из хромистой стали. Стыки имеют наплавку из нержавеющей стали. К камере отбора через сверления в наружном корпусе привариваются два патрубка, объединенные общим коллектором. Уплотнение стыка между внутренним и наружным корпусами осуществляется за счет усилия от давления, создаваемого насосом. В неработающем насосе уплотняющее усилие в стыке создается специальными пружинами, установленными по окружности между внутренним корпусом и напорной крышкой.

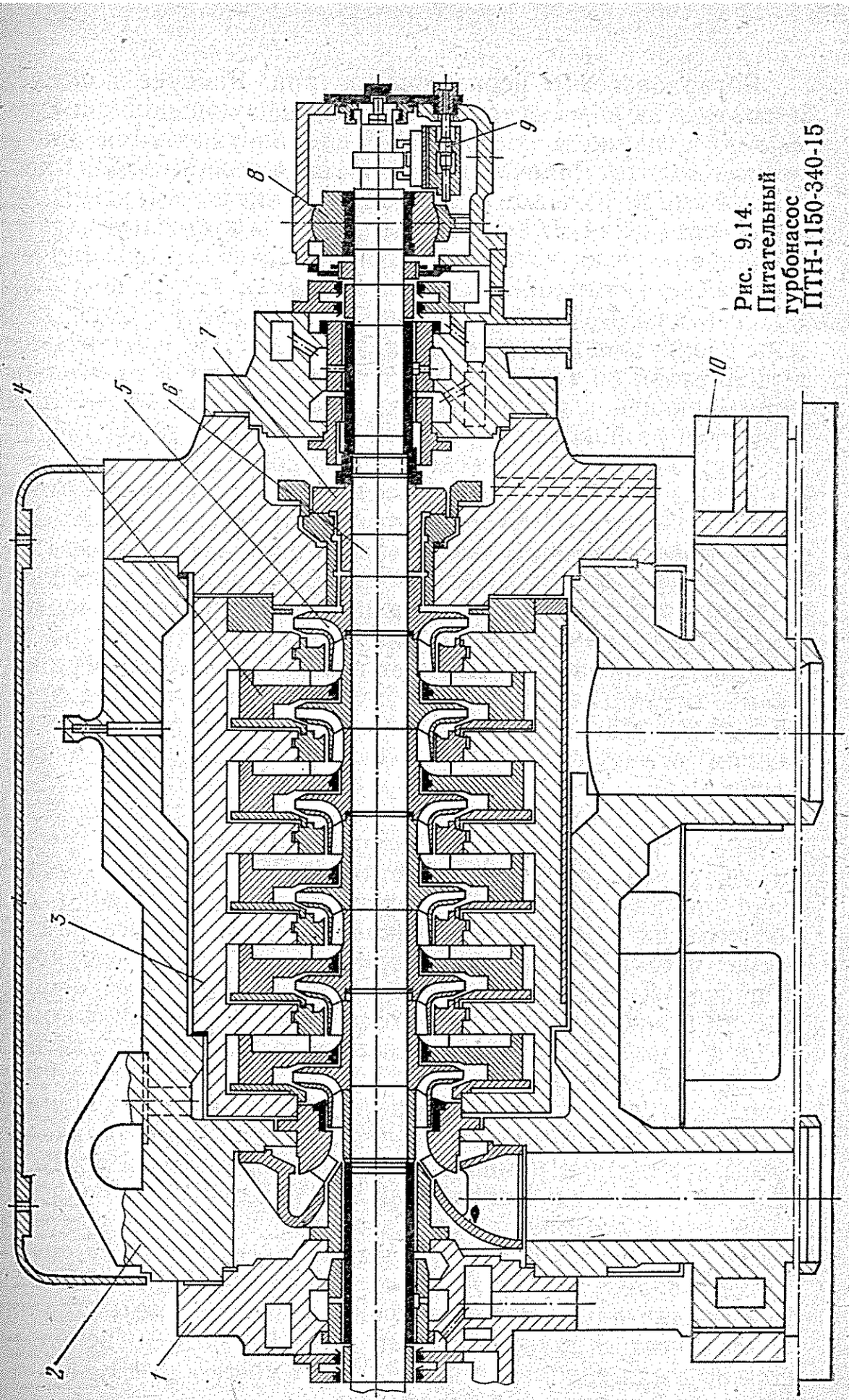


Рис. 9.14. Питательный турбонасос ПТН-1150-340-15

Ротор насоса *6* неразборного типа. Рабочие колеса *5* посажены на вал из стали 40ХФА по неподвижной посадке. Колеса попарно в осевом направлении упираются в разрезные кольца. Рабочие колеса изготовлены литьем из хромистой стали и имеют одинаковую проточную часть. В местах уплотнений на валу предусмотрены защитные втулки. Передняя втулка посажена на вал с натягом и фиксируется в осевом направлении буртом. Задняя втулка посажена по скользящей посадке, и через нее осуществляется прижим разгрузочного диска к уступу вала с помощью резьбы, выполненной на внутренней поверхности втулки со стороны, примыкающей к разгрузочному диску. Разгрузочный диск выполнен из поковки хромистой стали повышенной твердости и насажен на вал по скользящей посадке.

Концевые уплотнения насоса щелевого типа работают примерно в одинаковых условиях. Горячая вода попадает во внутренние камеры уплотнения и отводится в деаэратор. К промежуточным камерам уплотнений подводится холодный конденсат от постороннего источника, который, частично смешиваясь с горячей водой, поступает в деаэратор, а большая часть его поступает в наружные камеры уплотнений, откуда через сифоны отводится в конденсатор основной турбины. На линиях подвода конденсата к уплотнениям предусматриваются фильтры и регуляторы давления.

Опорами ротора служат подшипники скольжения *8* с принудительной смазкой. Корпуса подшипников крепятся к корпусам концевых уплотнений. Вкладыши в корпусе подшипника установлены по сферической расточке для обеспечения самоустановки вкладышей в процессе работы насоса и исключения ручной пригонки рабочей поверхности к шейке вала. В корпусе заднего подшипника установлены датчик *9* электронного указателя осевого перемещения ротора и упорный шарикоподшипник, ограничивающий возможные перемещения ротора при пуске. Внешний корпус опирается на фундаментную раму *10* четырьмя лапами в горизонтальной плоскости, проходящей через ось насоса. Лапы крепятся к раме восемью дистанционными болтами. Для обеспечения направленного теплового расширения корпуса на входном и нагнетательном патрубках выполнены вертикальные шпонки, которые входят в пазы специальных траверс, закрепленных на фундаментных опорах. В передних лапах предусмотрены две поперечные шпонки.

В качестве привода насоса ПТН-1150-340-15 используется *паровая турбина* типа ОР-12ПМ мощностью 12 500 кВт с частотой вращения 6000 об/мин.

Смазка подшипников агрегата осуществляется от общей системы смазки турбины К-300-240.

Турбина типа ОР-12ПМ предназначена для привода главного питательного насоса и представляет собой агрегат активного типа с противодавлением. Основные параметры турбопривода приведены ниже:

Номинальная мощность, кВт	12 500
Номинальная частота вращения, об/мин	6000
Номинальные параметры пара перед стопорным клапаном:	
давление, МПа	1,45
температура, °С	450
Номинальное противодавление, МПа	0,23
Общая масса турбины, т	12,5

Турбина имеет систему парораспределения с рычажным приводом и проточную часть, состоящую из семи ступеней давления (рис. 9.15). Клапаны парораспределения размещены в двух клапанных коробках. Стопорный клапан расположен отдельно от турбины. Первая ступень давления состоит из сегмента сопл *5* и одновенечного рабочего колеса *6*, остальные ступени — из диафрагмы *7* и одновенечного рабочего колеса. Сегмент сопл и все диафрагмы проточной части стальные, сварной конструкции, выполненные из двух половин с полным подводом пара. Направляющие лопатки всех диафрагм и сопл изготовлены из нержа-

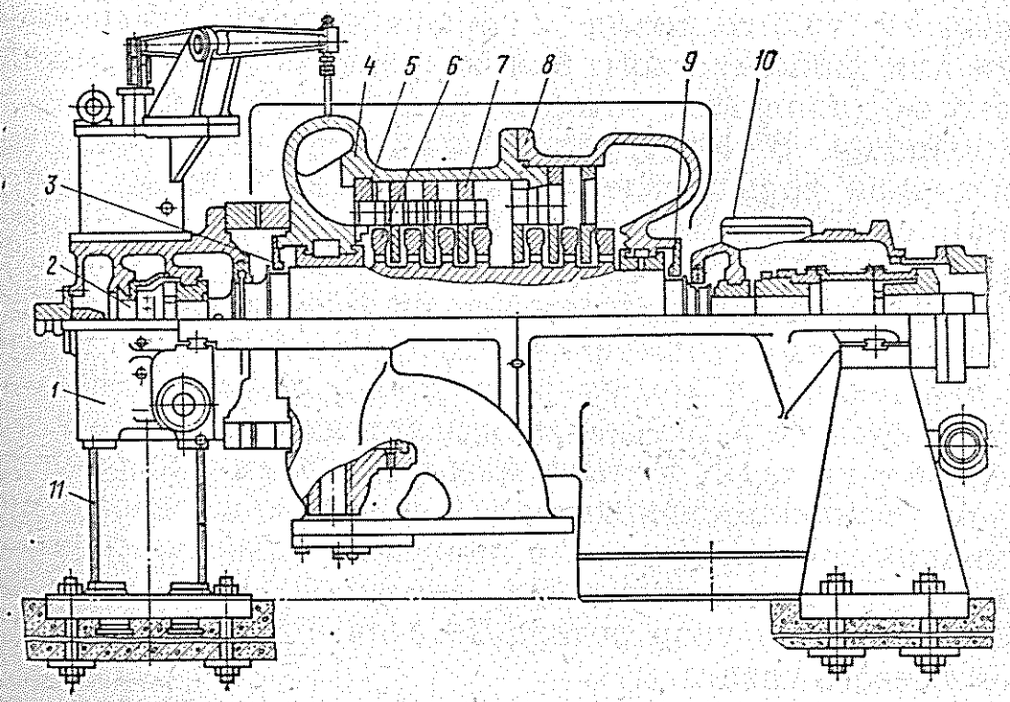


Рис. 9.15. Паровая турбина типа ОР-12ПМ (продольный разрез):
1 — корпус переднего подшипника; *2* — ротор; *3* — уплотнение переднее; *4* — корпус турбины (передняя часть); *5* — сегмент сопл; *6* — одновенечное рабочее колесо I-й ступени; *7* — диафрагма; *8* — корпус выхлопной части турбины; *9* — уплотнение заднее; *10* — крышка; *11* — гибкая опора

веющей стали. Передняя и задняя стороны проточной части в местах выхода концов вала ротора из корпуса турбины имеют переднее *3* и заднее *9* лабиринтовые уплотнения, обоймы которых (из двух половин) установлены в расточку корпуса турбины. Ротор *2* турбины цельнокованый, жесткий. Все диски ротора откованы заодно с валом. На валу между дисками ротора выполнены проточки под диафрагменные лабиринтовые уплотнения. На переднем конце вала ротора заодно с ним выполнено рабочее колесо масляного насоса-регулятора. На заднем конце вала ротора насажена зубчатая полумуфта для соединения с полумуфтой ротора питательного насоса.

Турбина передней частью опирается на переднюю фундаментную плиту.

Пускорезервный питательный электронасос ПЭ-600-300 (рис. 9.16) — двухкорпусный, семиступенчатый, с односторонним расположением рабочих колес из хромистой стали, которые посажены на вал *3* по скользящей посадке. Проточная часть всех колес одинакова. Каждое колесо в осевом направлении упирается в ступицу предыдущего колеса. Уплотнения рабочих колес — однощелевые. В зазоре между ступицей рабочего колеса последней ступени и втулкой гидропяты, который необходим для компенсации разных температурных расширений деталей ротора, предусмотрено уплотнение из термостойкой резины. На роторе между концевыми уплотнениями и подшипниками установлены диски для динамического балансирования ротора в собственных подшипниках, которые одновременно являются водоотбойными. В конструкции насоса предусмотрен отбор питательной воды после первой ступени. Камера отбора с одной стороны уплотняется кольцом из термостойкой резины, с другой — металлической прокладкой из хромистой стали 12Х13. Полуспиральный подвод соединяется с крышкой всасывания *4*. Внутренний корпус *6* с помощью шпилек, проходящих через крышу всасывания, фиксируется в наружном корпусе *5*, обеспечивая постоянное обжатие металлической прокладки в стыке между высоким и низким давлением. Концевые уплотнения *9* насоса — щелевого типа. Подшипники скольжения *2* с принудительной смазкой имеют цилиндрические вкладыши. Со стороны свободного конца вала имеется упор ротора *10* с автоматическим указателем осевого сдвига.

В пределах насоса расположены вспомогательные трубопроводы для концевых уплотнений и подшипников. Насос соединяется с редуктором посредством глухой муфты, фиксируемой на валу двумя шпонками. Базовой деталью насо-

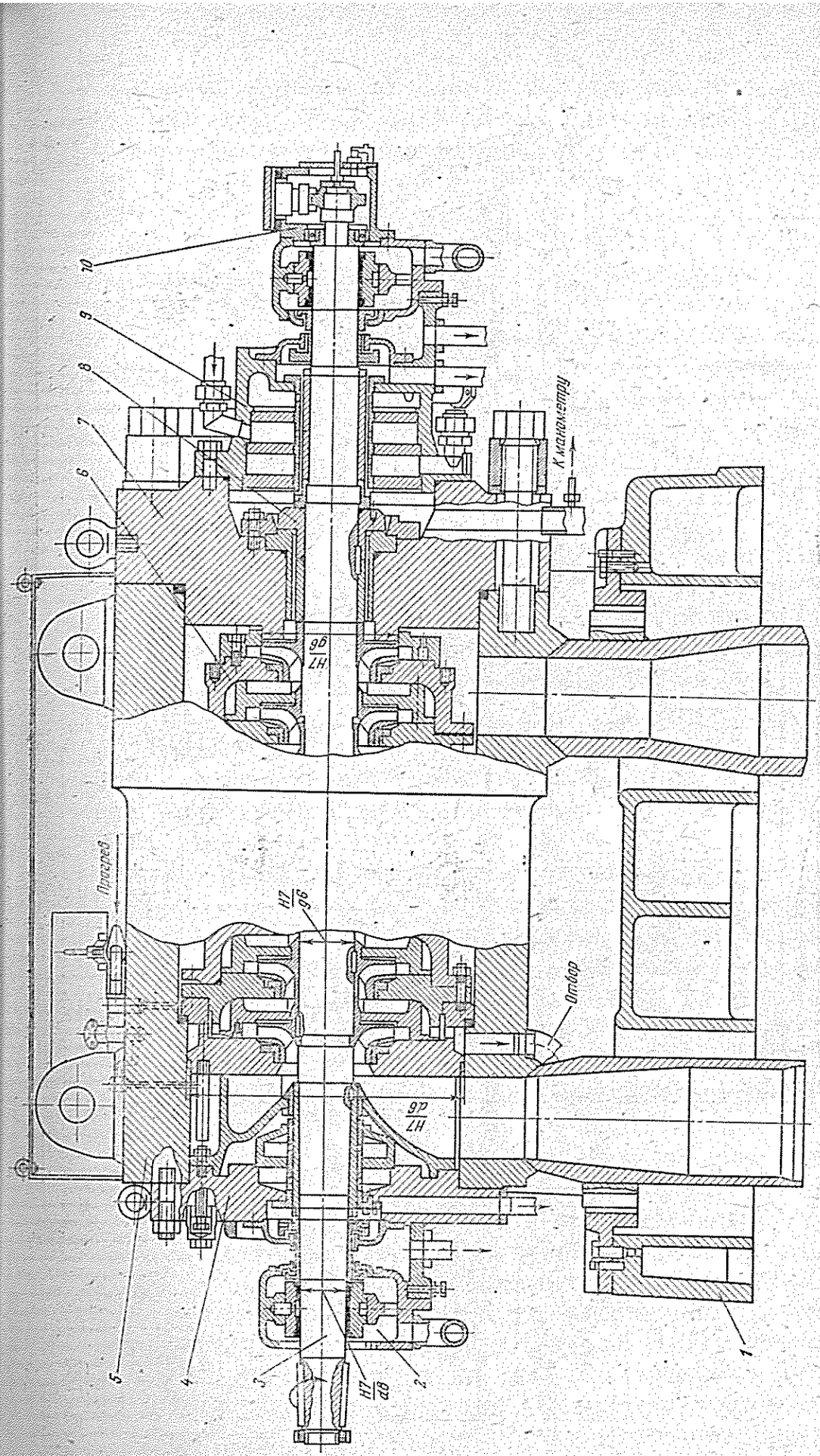


Рис. 9.16. Питательный насос ПЭ-600-300

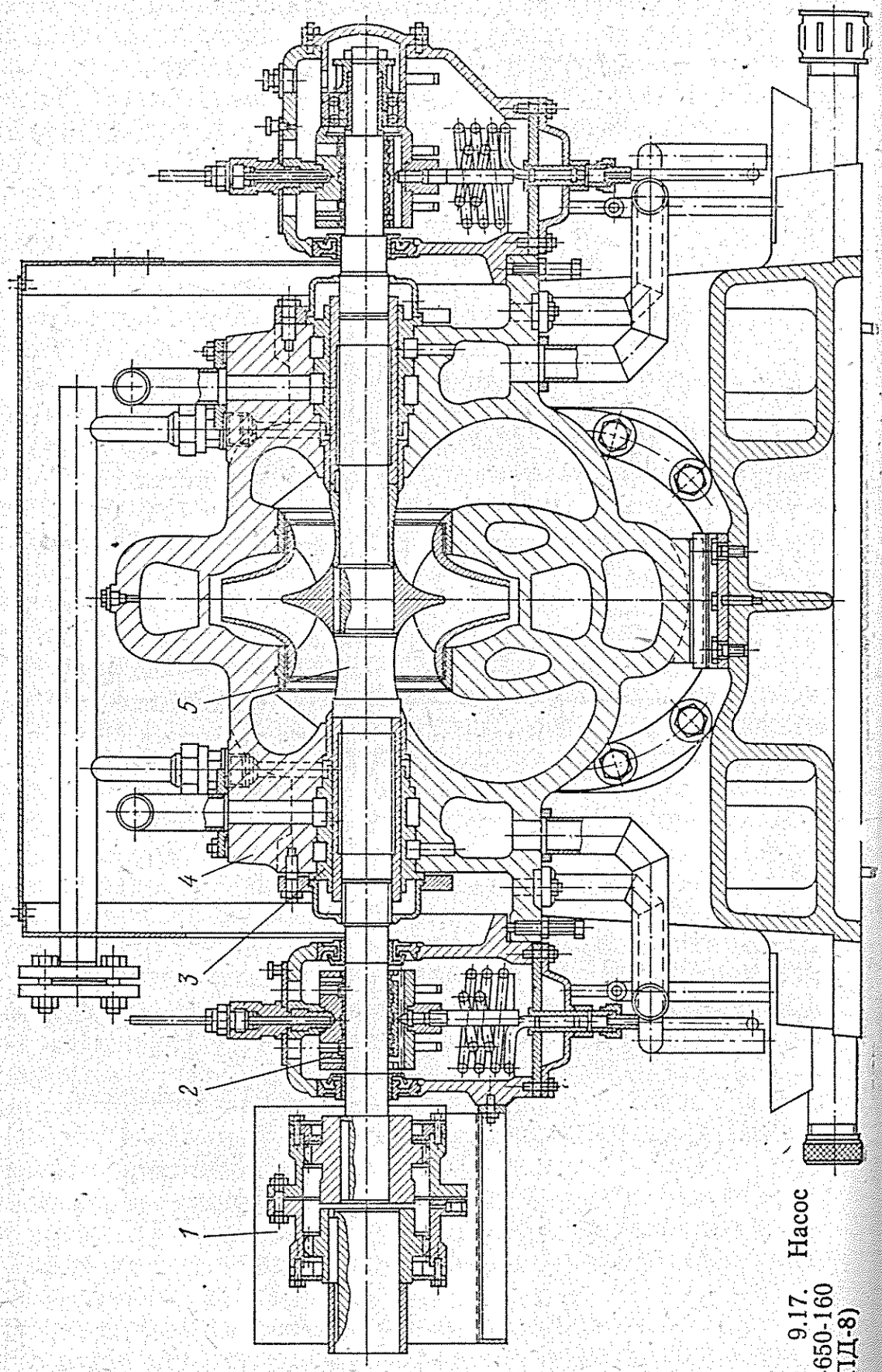


Рис. 9.17. Насос ПД-650-160 (12ПД-8)

са является наружный корпус *5*, который представляет собой полый кованый цилиндр из качественной углеродистой стали с приварными входными и напорными патрубками. Патрубки направлены вертикально вниз. Тепловое расширение насоса возможно только в сторону нагнетания. Это обеспечивается поперечными шпонками, фиксирующими опорные лапы корпуса на плите со стороны входного патрубка. Положение оси насоса при тепловом расширении сохраняется продольными шпонками на входном и напорном патрубках насоса.

Внутренний корпус *6* центрируется в расточке наружного корпуса крышкой нагнетания *7*. Секции внутреннего корпуса центрируются друг с другом на заточках, выполненных по напряженной посадке второго класса точности, и соединяются между собой болтами. На внутреннем корпусе в нижней его части предусмотрены две пары штифтов для облегчения установки внутреннего корпуса в наружный. В собранном насосе между внутренней поверхностью наружного корпуса и штифтами образуется зазор 0,26—0,3 мм на сторону для избежания нарушения центровки.

Ротор насоса представляет собой самостоятельный сборочный элемент. Рабочие колеса отбалансированы статически, а ротор балансируется в сборе динамически. Дисбаланс снимается с наружной поверхности разгрузочного диска *8* гидропяты и с торца полумуфты.

Корпус насоса крепится на фундаментной плите *1* и закрывается защитным кожухом, под который подкладывается слой теплоизоляционного материала. Транспортирование насоса осуществляется за проушины, приваренные к наружному корпусу. Направление вращения насоса — по часовой стрелке, если смотреть со стороны приводного электродвигателя.

Пускорезервный питательный электронасосный агрегат ПЭ-600-300 (СВПЭ-320-550) обеспечивает пуск и нагружение энергоблока до 50—60% номинальной нагрузки. Он приводится в действие асинхронным двигателем АВ-8000/6000 через гидромуфту и повысительный зубчатый редуктор. Для обеспечения нормальной бескавитационной работы главного и пускорезервного питательных насосов предназначена группа параллельно включенных бустерных (предвключенных) насосов ПД-650-160 (12ПД-8), создающих необходимый подпор во входном патрубке питательного насоса. На три агрегата поставляется один местный щит с приборами контроля давления и температуры. Предвключенный насосный агрегат состоит из насоса и электро-

двигателя, соединенных упругопальцевой муфтой. Характеристика насоса приведена в приложении 6.

Насос ПД-650-160 (рис. 9.17) — центробежный, горизонтальный, спирального типа, одноступенчатый, с рабочим колесом двустороннего входа. Его основные параметры следующие:

Подача, м³/ч	650
Напор, м	158
Допустимый кавитационный запас, м ст. жидкости	18
Температура перекачиваемой воды, °С	165
Частота вращения, об/мин	2980
Мощность насоса, кВт	330
КПД насоса	0,76
Масса насоса, кг	1780

Корпус *4* насоса — литой, чугунный, с горизонтальным разъемом по оси вала насоса и состоит из двух частей: нижней и крышки. Входной и напорный патрубки насоса расположены в нижней части корпуса и направлены горизонтально в противоположные стороны, что дает возможность производить разборку насоса без демонтажа трубопроводов. Уплотнение плоскости разъема осуществляется паронитовой прокладкой толщиной 1 мм. Для уменьшения радиального усилия, действующего на ротор при отклонении режима работы насоса от номинального, отвод насоса выполнен в виде двухзавитковой спирали. В корпусе отлиты также каналы полуспирального подвода к рабочему колесу. Шпильки, соединяющие обе части корпуса, закрыты колпачковыми гайками. Корпус четырьмя лапами опирается на литую плиту. Опорные поверхности лап максимально приближены к горизонтальной плоскости, проходящей через ось ротора насоса. Для сохранения положения оси вала корпус насоса при тепловом расширении фиксируется с помощью продольной шпонки и двух поперечных цилиндрических шпонок в лапах корпуса со стороны муфты. Опорные лапы крепятся к плите шпильками, под гайки которых установлены дистанционные втулки. Зазор между лапами и дистанционными втулками должен обеспечиваться в пределах 0,03—0,1 мм.

Ротор *5* насоса представляет собой отдельный сборный элемент. На вал насажены рабочее колесо из нержавеющей стали и втулки. Одним торцом ступицы рабочее колесо упирается в выступ вала. С другой стороны колесо фиксируется на валу через дистанционную и защитную втулки круглой гайкой. Защитные втулки фиксируются от проворачивания шпонками. Для предотвращения протекания жидкости по валу под втулками предусмотрены уплотнительные кольца из термостойкой резины, которые поджимаются круглыми гайками через металлические кольца. Ротор в сборе с упругопальцевой муфтой *1* подвергается динамической балансировке. Опорами ротора служат два подшипника скольжения *2* с баббитовой заливкой вкладышей. Корпуса подшипников — разъемные, чугунные, крепятся к кронштейнам корпуса насоса. При центровке ротора корпуса подшипников перемещаются регулировочными винтами и фиксируются по отношению корпуса призон-штифтами. Смазка подшипников — кольцевая, турбинным маслом марки 22. Для охлаждения масла в камере монтируется змеевик, по которому циркулирует охлаждающая вода. На крышках подшипников предусмотрены смотровые отверстия, закрытые крышками для контроля за работой масляных колец. Для восприятия остаточных неуравновешенных осевых усилий предусмотрен двусторонний радиально-упорный шарикоподшипник, установленный на свободном конце вала насоса. Для его смазки имеется дополнительное смазочное кольцо.

Концевые уплотнения *3* ротора насоса — сальникового типа с термостойкой набивкой типа АГ-1. Охлаждение уплотнения осуществляется технической водой. Для интенсификации охлаждения корпус сальника имеет ребристую наружную поверхность, а перед набивкой предусмотрена цилиндрическая щель. Во избежание парения уплотнения к нажимной втулке сальника подводится охлаждающая вода.

Насос и приводной электродвигатель устанавливаются на отдельных фундаментных плитах. Направление вращения ротора насоса осуществляется против часовой стрелки, если смотреть со стороны электродвигателя. Бустерный насос ПД-650-160 допускает работу в широком диапазоне изменений режимов. Допускается кратковременная работа насоса с подачей 1200 м³/ч.

Для обеспечения работы котлов блоков мощностью 500 и 800 МВт используются питательные насосные агрегаты ПТН-950-350 (блок 500 МВт) и ПТН-1500-350 (блок 800 МВт). На каждый энергоблок предусмотрено по два рабочих агрегата. Агрегат состоит из главного и бустерного (предвключенного) насосов, подсоединенных к обоим концам приводной турбины. Крутящий момент к предвключенному насосу передается через понижающий редуктор. Питательные турбонасосы ПТН-950-350 и ПТН-1500-350 имеют конструктивное исполнение, аналогичное ПТН-1150-340 (см. рис. 9.14).

Характеристика предвключенного насоса ПД-1600-180 приведена в приложении 7. Насос центробежный, одноступенчатый, с рабочим колесом двустороннего входа, горизонтальный, спирального типа.

9.5. Нестационарные режимы работы питательных насосов

В связи с тем, что питательные насосы являются таким же основным оборудованием мощных блочных электростанций, как парогенераторы и турбоагрегаты, конструкция их должна обеспечивать длительный срок службы в условиях частых пусков и переменных нагрузок энергоблока. Наиболее распространенными нестационарными режимами работы питательных насосов являются: *пуск из холодного и неостывшего состояний*; работа *в режиме холостого хода*; *снижение давления* на стороне всасывания насоса.

Пуск из холодного состояния. Пуск из холодного состояния — введение питательного насоса в работу в короткий промежуток времени, если до пуска он находился в холодном резерве. Горячая вода, поступающая в насос, быстро прогревает его детали, находящиеся в непосредственном соприкосновении с перекачиваемой средой. Таким образом, при расчете и конструировании питательных насосов учитывается возможность колебаний температуры его деталей. Если до пуска насоса через него осуществляется проток небольшого количества воды через дренажи и камеры уплотнений и благодаря этому все детали находятся в прогретом состоянии, то пуск в этом случае называется пуском из неостывшего состояния (горячего резерва).

Работа насоса в режиме холостого хода. При пуске и отключении насоса, а также в процессе работы, требующей кратковременной работы при закрытой задвижке, насос сильно разогревается. При этом мощность при нулевой подаче составляет приблизительно 30—40% номинальной мощности. Вся энергия превращается в тепловую. Вызванное этим повышение температуры может быстро достигнуть недопустимо высоких величин. Как следствие может произойти «запаривание» насоса, при котором нарушается устойчивая его работа, происходит повреждение рабочих колес, подшипников и разгрузочного устройства.

Чтобы избежать аварии, предусматривается защита холостого хода. При достижении минимально допустимой подачи включается клапан холостого хода (автоматической разгрузки) и через насос пропускается необходимое количество жидкости, которая поступает в деаэратор.

Минимально необходимая подача жидкости обеспечивается установкой линии рециркуляции. На рис. 9.18 показана конструкция автоматического клапана, установленного за насосом в напорном трубопроводе.

В корпусе имеется собственно клапан *1*, перемещающийся в двух втулках *2*, запрессованных в корпусе. Потоком воды, идущим из насоса, клапан поднимается вверх, обеспечивая нормальное рабочее состояние насоса. Соединительная тяга *3* снабжена вилкой, охватывающей клапан на одном конце, и золотником *4* на другом. Когда клапан отжат кверху, тяга занимает положение, при котором золотник закрывает отверстие дроссельной шайбой *5* и препятствует протоку воды через рециркуляционную линию. Когда количество подаваемой насосом питательной воды уменьшится настолько, что подъемная сила, создаваемая потоком, станет меньше массы клапана, последний опустится, при этом золотник откроет отверстие дроссельной шайбы *5* и вода будет перетекать через трубопровод рециркуляционной линии.

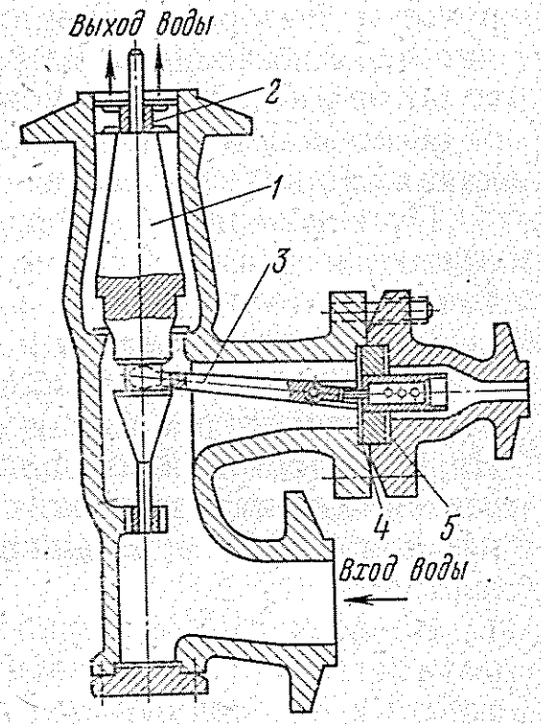


Рис. 9.18. Схема автоматического перепускного клапана

Снижение давления на входе питательного насоса. Это может подвергать опасности насос, так как во входной воронке рабочего колеса первой ступени может образоваться пар. Если пара образуется много, это может вызвать «запаривание» насоса и прекращение подачи воды. Чтобы избежать запаривания питательного насоса, рассчитывают допустимую максимальную скорость снижения давления в деаэраторе, а следовательно, и на входе в насос.

9.6. Автоматика, защита и сигнализация питательных насосных установок

Питательные насосные установки поставляются с комплектом щитов аппаратуры автоматики, предназначенной для управления, контроля, защиты и сигнализации. Щиты устанавливаются в непосредственной близости от насосов,

а первичные датчики — в местах контроля. На современных питательных насосах система автоматики предусматривает защиту агрегата в следующих случаях: 1) при снижении давления масла в системе смазки; 2) при снижении давления в выходном патрубке; 3) при повышении разности температур воды в перепускной трубе за гидропятой и на всасывающей стороне насоса выше допустимого значения; 4) при снижении расхода охлаждающего конденсата через ротор и статор электродвигателя; 5) при снижении давления воды во входном патрубке насоса; 6) при осевом сдвиге ротора насоса; от действия защит на релейном щите выпадает соответствующий блинкер, позволяющий установить, какая защита сработала.

Пускорезервный насос включается автоматически при снижении давления воды в питательной магистрали, причем пуск этого агрегата возможен только при наличии давления в системе смазки и открытом вентиле рециркуляции. Релейная аппаратура обеспечивает автоматическое управление пуском, работой и остановкой питательного насоса. На электростанциях с поперечными связями предусматривается автоматическое включение находящихся в резерве насосов (АВР) при снижении давления в питательной магистрали.

Во всех случаях срабатывания защит или отклонения параметров от номинальных на местном щите загорается табло, а на блочный щит подается звуковой сигнал и загорается световое табло «Неисправность питательного насоса». Предусматриваются предупредительные сигналы в следующих случаях: 1) при повышении температуры подшипников; 2) при снижении уровня масла в маслобаке: 3) если вентиль рециркуляции не открылся или не закрылся в заданное время; 4) если напорная задвижка не открылась или не закрылась. У высокооборотных насосов предусматривается также сигнал при повышенной вибрации.

Пуск, остановка и регулирование объемной подачи питательных насосов осуществляются на энергоблоках из помещения блочного щита, а на ТЭС с поперечными связями — с группового щита управления.

9.7. Обслуживание питательных насосов

Долговечность и надежность питательных насосных агрегатов зависят не только от хорошей конструкции и тщательного исполнения, но в значительной степени от правильной эксплуатации оборудования и выполнения основных требований по уходу за ним.

Разберем основные операции, имеющие место при эксплуатации питательных насосов.

Подготовка агрегата к пуску (горячий резерв). Внешним осмотром проверяется исправность оборудования. Производится включение аппаратуры автоматики в проверяются исправность и правильность показаний приборов. Включается в работу маслосистема агрегата. Масло должно быть подогрето до температуры 25—40 °С. Затем подаются охлаждающая вода и конденсат на концевые уплотнения. На насосных агрегатах, имеющих электродвигатели с водяным охлаждением ротора и статора, подается вода на их охлаждение. Открывается и пломбируется ремонтная задвижка на трубопроводе разгрузки из камеры гидропяты в деаэратор. Медленным открытием задвижки на всасывающей стороне насоса последний заполняется водой и прогревается открытием вентиля прогрева. Насос считается прогретым, если температура выходящей воды равна 110—120 °С. Если насос включается в параллельную работу с другим работающим насосом, то открывается задвижка на нагнетательной стороне. При пуске на незаполненные водой питательные магистрали пуск осуществляется при закрытой задвижке на нагнетательной стороне.

Пуск агрегата. Пуск и остановка агрегата осуществляются с блочного или группового щита. При индивидуальной системе смазки после поступления импульса от ключа управления или АВР включается в работу пусковой маслонасос. Когда в конце масляной магистрали будет создано давление около 0,07 МПа (0,7 кгс/см^2), по импульсу от контактного манометра включается масляный выключатель приводного электродвигателя. Пуск насосного агрегата с гидромуфтой производится при полном заполнении маслом гидромуфты. В этом случае нагрузка на черпак будет минимальной. После выхода электродвигателя на номинальную частоту вращения по показаниям контрольно-измерительных приборов необходимо убедиться в нормальной работе насоса. На действующем насосе следует прослушать работу его узлов и убедиться в отсутствии стуков, шумов и т. п. При пуске на незаполненный трубопровод следует, постепенно открывая байпас напорной задвижки, вытеснить воздух и создать давление на нагнетательном трубопроводе, после чего открыть напорную задвижку.

Во время работы агрегата контроль за его работой осуществляют по приборам на щите управления и путем ви-

зуального осмотра узлов, уделяя особое внимание подшипникам, гидромуфте и электродвигателю.

Остановка агрегата. Кроме плановой остановки агрегата, которая осуществляется с блочного щита, системой автоматики предусмотрена аварийная остановка, которая может быть произведена также кнопкой экстренного останова, расположенной непосредственно у насоса, на местном щите. После отключения приводного электродвигателя автоматически включается пусковой маслонасос, который работает в течение 5 мин. После остановки агрегата необходимо проверить отсутствие обратного вращения и убедиться в полном закрытии обратного клапана. Вентиль рециркуляции закрывается в случае вывода насоса из «горячего резерва». Аварийная остановка агрегата производится кнопкой экстренной остановки или с блочного щита в следующих случаях: 1) при появлении дыма из подшипников; 2) при появлении искр или запаха горящей изоляции из электродвигателя; 3) при прорыве фланцев высоконапорных соединений; 4) при «запаривании» насоса; 5) при предельном сдвиге ротора; 6) при появлении «металлических стуков» или сильной вибрации; 8) при несчастном случае; 7) при прекращении подачи конденсата на уплотнения.

Вывод и ремонт. На остановленном агрегате разбирается электрическая схема электродвигателя. Задвижками и вентилями насос отключается от всех присоединительных трубопроводов. Все задвижки закрываются на замки. Вывешиваются плакаты «Не включать — работают люди». Из насоса сливается вода.

9.8. Назначение и конструкции конденсатных насосов

Конденсатные насосы предназначены для откачки холодного конденсата (с температурой до 60 °С) из конденсатора и подачи его через регенеративные подогреватели низкого давления в деаэратор. Параметры ряда конденсатных насосов приведены в табл. 9.6, рабочие характеристики — в приложении 8. Пример условного обозначения конденсатного горизонтального насоса с подачей 20 м³/ч и напором 110 м: Кс-20-110 (ГОСТ 6000-79).

В паровом пространстве конденсаторов паросиловых установок достигается вакуум 95—98 %. Образующийся в этих условиях конденсат имеет температуру 22—33 °С. Хотя температура конденсата невысока, он вследствие глубокого вакуума находится в состоянии, близком к кипению (степень переохлаждения конденсата находится обычно в пределах 0,5—1,5 °С). Поэтому конденсатный насос дол-

Таблица 9.6. Технические характеристики конденсатных насосов

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж.	Давление на входе в насос, МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура конденсата, °С	Масса насоса, кг
Кс-12-50	0,0033 (12)	50	1,6	0,392	3000	3,6	45	125	152
Кс-12-110	0,0033 (12)	110	1,6	0,392	3000	8,5	43		247
Кс-20-50	0,0055 (20)	50	1,8	0,392	3000	5,0	53		157
Кс-20-110	0,0055 (20)	110	1,8	0,392	3000	12,5	48		215
Кс-32-150	0,0088 (32)	150	1,8	0,392	3000	22,0	60	160	255
Кс-50-55	0,0138 (50)	55	1,8	0,980	1500	11,9	63		505
Кс-50-110	0,0138 (50)	110	1,8	0,980	1500	23,8	63		675
Кс-80-155	0,0222 (80)	155	1,6	0,980	3000	52,0	65	160	450
Кс-125-55	0,0347 (125)	55	1,6	0,392	3000	28,4	66	125	1115
Кс-125-140	0,0347 (125)	140	1,6	0,392	3000	77,0	62		1225
КсВ-200-130	0,0555 (200)	130	2,0	0,392	1500	100,0	71		3225
КсВ-200-220	0,0555 (200)	220	2,0	0,392	1500	168,8	71		
КсВ-320-160	0,0888 (320)	160	1,6	0,980	1500	168,0	76	134	2840
КсВ-500-85	0,1388 (500)	85	1,6	0,980	1000	154,0	75	125	3800
КсВ-500-150	0,1388 (500)	150	1,6	0,980	1500	272,0	75		
КсВ-500-220	0,1388 (500)	220	2,5	0,980	1500	400,0	75		4060

Продолжение табл. 9.6

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж.	Давление на входе в насос, МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура конденсата, °С	Масса насоса, кг
КсВ-1000-95	0,2777 (1000)	95	3,5	0,589	1000	342,0	76	60	
КсВ-1000-180	0,2777 (1000)	180	3,5	0,294	1500	613,0	80		
КсВ-1000-220	0,2777 (1000)	220	15,0	1,274	3000	750,0	80		
КсВ-1250-40	0,3472 (1250)	40	3,5	0,245	1500	174,5	78	70	
КсВ-1250-90	0,3472 (1250)	90	3,5	0,245	1500	383,0	80		
КсВ-1600-90	0,4444 (1600)	90	2,8	0,589	1000	515,0	76	60	—
КсВ-1600-140	0,4444 (1600)	140	3,5	0,245	1500	762,5	80	125	
КсВ-1600-220	0,4444 (1600)	220	17,5	1,274	3000	1170,0	82	60	
КсВ-2000-40	0,5555 (2000)	40	4,5	0,294	1500	272,0	80	70	—
КсВ-2000-140	0,5555 (2000)	140	4,5	0,294	1500	953,0	80		
КсВ-2000-180	0,5555 (2000)	180	4,5	0,294	1500	1226,0	80		

Примечания: 1. Обозначения насоса: Кс—конденсатный; В—вертикальный; первая цифра—подача, м³/ч; вторая—напор, м.
2. Допустимый кавитационный запас не зависит от температуры и отнесен к оси насоса при горизонтальном исполнении или к центру входного патрубка при вертикальном исполнении.
3. Предельные отклонения по напору составляют +5 и —3 % номинального значения.
4. Мощность насоса дана при плотности воды ρ=1000 кг/м³.

жен располагаться ниже уровня в конденсаторе, и поступление конденсата в насос должно осуществляться с некоторым подпором. По условиям установки конденсатосборник всегда располагается в нижней части турбоустановки. Следовательно, создание сколько-нибудь удовлетворительных подпоров для конденсатных насосов связано со значительными строительными затратами. Поэтому конденсатный насос должен забирать воду с температурой, близкой к точке кипения из области с глубоким вакуумом, при техническим возможном напоре 0,5—1,5 м.

Таким образом, основными требованиями, предъявляемыми к конденсатным насосам, являются: 1) надежная, долговечная работа в условиях наличия частичной кавитатии в насосе; 2) обеспечение надежного резерва и параллельной работы насосов; 3) отсутствие подсоса воздуха через неработающий насос.

На ТЭС с турбоустановками мощностью не более 100 МВт применяются горизонтальные насосы.

Наибольшее распространение в энергетике получили вертикальные конденсатные насосы серии КсВ. Колесо первой ступени в таких насосах располагается в самой нижней части агрегата, что обеспечивает максимально возможный по условиям установки подпор и наиболее благоприятные кавитационные условия. Такая компоновка позволяет отказаться от сальника и внешнего подшипника со стороны всасывания и заменит их внутренним подшипником, работающим на водяной смазке.

На рис. 9.19 дан разрез насоса КсВ-500-150. Насос центробежный, двухкорпусный, вертикальный, спирального типа. Основными узлами насоса являются: наружный корпус *1*, внутренний корпус *2*, ротор *3*, верхний и нижний подшипники *4* и *5*, упругопальцевая муфта *6*.

Насосный агрегат крепится к металлическому постаменту с помощью четырех лап. Удаление воздуха из внутренних полостей насоса осуществляется в воздушное пространство конденсатора по специальной трубке с вентилем.

Конденсат из всасывающего патрубка по полуспиральному подводу поступает на вход рабочего колеса первой ступени. Затем по водопроводящим каналам, отлитым во внутреннем корпусе, проходит последовательно группы рабочих колес. Для уравновешивания осевого усилия рабочие колеса сгруппированы и повернуты всасывающими воронками в разные стороны.

Наружный корпус является базовой деталью насоса. Внутренний корпус имеет разъем вдоль оси насоса. На

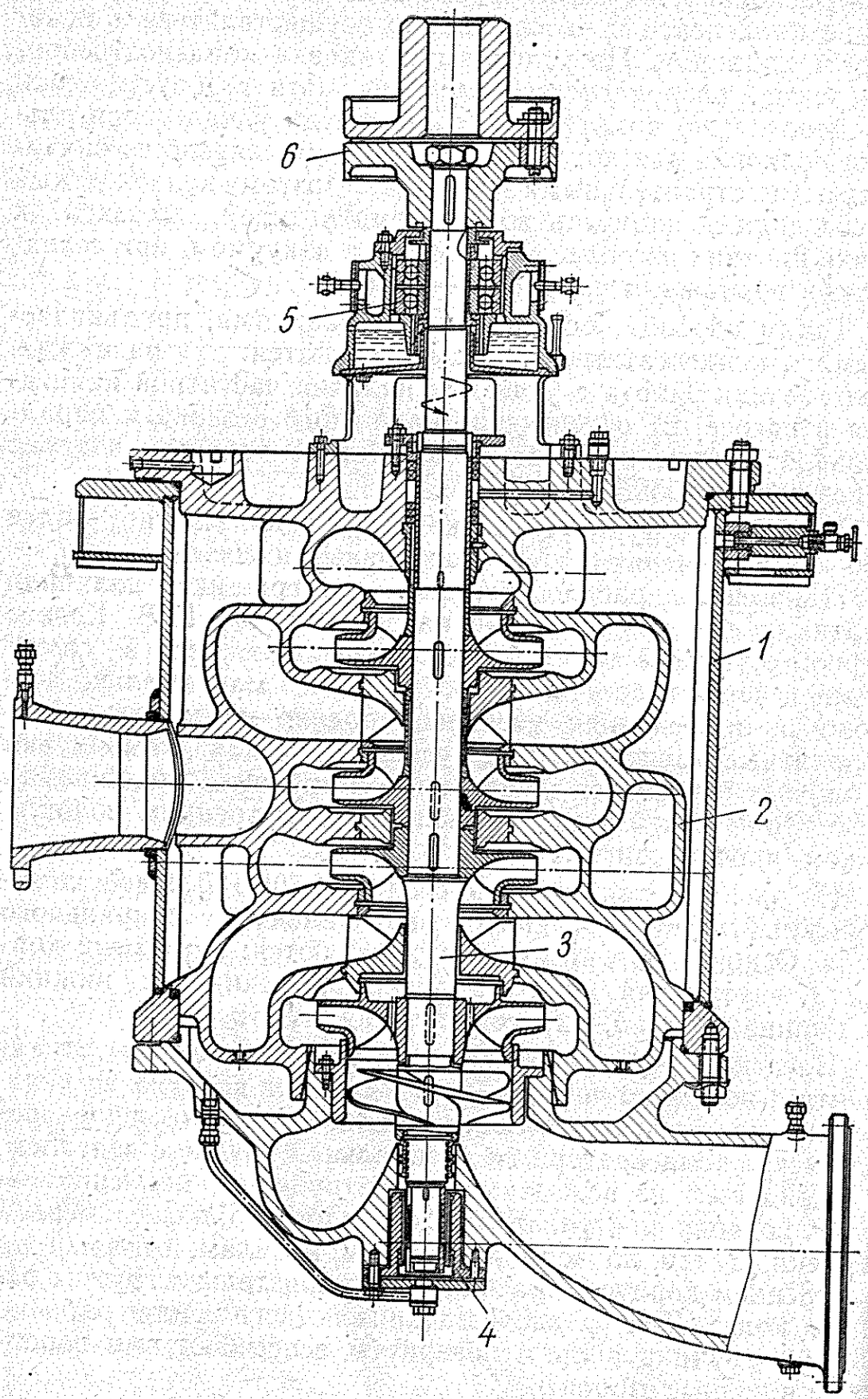


Рис. 9.19. Конденсатный насос КсВ-500-150

верхнем торце внутреннего корпуса устанавливается узел опорного подшипника. Кольцевые стыки между внутренним и наружным корпусами уплотняются резиновым шнуром диаметром 10 мм.

Ротор насоса представляет собой отдельный сборочный узел. Рабочие колеса посажены на шпонках. Комплект рабочих колес от второй до пятой ступеней в осевом направлении фиксируется втулкой и гайкой. Рабочее колесо первой ступени также посажено на отдельную шпонку и прижимается к борту вала втулкой и гайкой. Рабочее колесо первой ступени, работающее в наиболее тяжелых условиях, изготовлено из нержавеющей стали. Для повышения ее кавитационной стойкости предусмотрен специальный режим термообработки. С целью облегчения работы насоса первой ступени на валу *3* установлен подпорный винт. Рабочие колеса промежуточных ступеней чугунные.

Опорами ротора служат два подшипника: верхний — опорно-упорный и нижний — опорный. Опорно-упорный подшипник (рис. 9.20) предназначен для восприятия массы и неуравновешенных осевых усилий ротора. Сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники установлены в корпусе подшипника и фиксируются в нем в торцевой крышке. Вращающейся втулкой с винтовой нарезкой масло из масляной ванны подается на подшипники, а затем самотеком через отверстия сливается обратно. В корпусе подшипника предусмотрено отверстие для установки термометра сопротивления. Нижний опорный подшипник — резино-металлический. Смазка и охлаждение подшипника осуществляются перекачиваемым конденсатом.

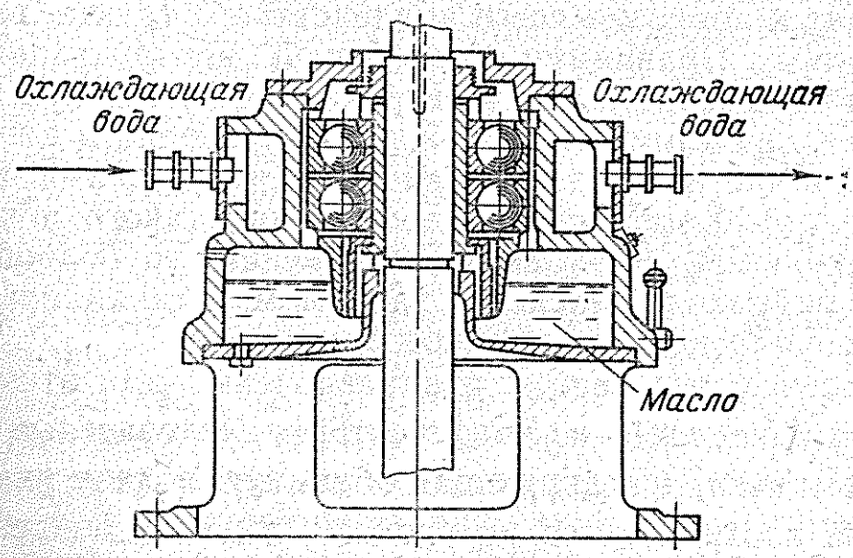


Рис. 9.20. Опорно-упорный подшипник

Уплотнение ротора осуществляется мягкой сальниковой набивкой (рис. 9.21). Для предотвращения подсоса воздуха через сальник неработающего насоса между набивкой установлено металлическое кольцо, к которому по специальному каналу подводится конденсат с давлением 1,5—2,5 кгс/см².

На ТЭС применяются насосы для откачки конденсата греющего пара из подогревателей низкого давления в линию основного конденсата. Для этой цели используются конденсатные насосы. Указанные насосы обеспечивают перекачку дренажа с температурой до 125 °С. Применение для этих целей конденсатных насосов объясняется тем, что по условиям работы подогревателей давление в них изменяется от глубокого вакуума до незначительного избыточного в зависимости от нагрузки основной турбины.

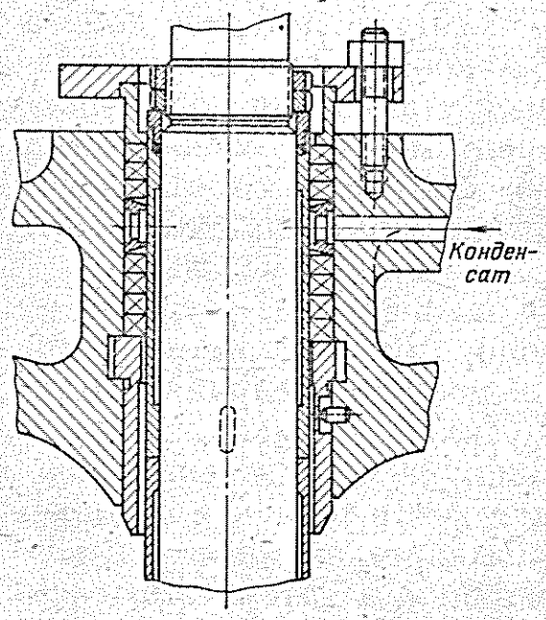


Рис. 9.21. Сальниковое уплотнение

Конденсат, проходя из конденсатосборника во всасывающие патрубки конденсатных насосов, «насыщается кислородом», попадающим через неплотности фланцевых соединений арматуры и насосов. В свою очередь наличие кислорода в основном конденсате приводит к коррозии всего конденсатного тракта, вплоть до деаэратора. Правилами технической эксплуатации электрических станций и электрических сетей установлен максимальный предел содержания кислорода в конденсате турбин, в частности для блоков с закритическими параметрами пара 20 мкг/кг. Для достижения такого показателя ликвидируются фланцевые соединения трубопроводов и арматуры, находящихся под вакуумом, а также применяется гидроуплотнение сальников арматуры.

Конденсатные насосы предназначены для откачки холодного конденсата из конденсатора, следовательно, система автоматики, регулирующая объемную подачу указанных насосов, настраивается по уровню воды в конденсаторе. Регулирующий клапан устанавливается обычно перед первым подогревателем низкого давления.

Напор конденсатных насосов, м, определяется по формуле

$$H_{к.н} = H_г + 102(p_д - p_к)\rho + H_с, \qquad (9.5)$$

где $H_г$ — высота подъема воды от уровня в конденсаторе до деаэратора; $H_с$ — суммарное гидравлическое сопротивление во всасывающей и нагнетательной линиях, включая сопротивление регенеративных подогревателей низкого давления и других теплообменников; $p_д$ и $p_к$ — соответственно давления в деаэраторе и конденсаторе; ρ — плотность воды.

9.9. Сетевые насосы

Сетевые насосы. Сетевые насосы сетевой подогревательной установки предназначены для питания теплофикационных сетей и обслуживания сетевой подогревательной (бойлерной) установки. Они монтируются либо непосредственно на электростанции, либо на промежуточных перекачивающих насосных станциях. В зависимости от теплового режима сети насосы должны надежно работать при значительных колебаниях температуры перекачиваемой воды в широком диапазоне подач. Параметры выпускаемых сетевых насосов определены ГОСТ 22465-77. Основные технические характеристики насосов приведены в табл. 9.7, а характеристики — в приложении 9. Сетевые насосы центробежные, горизонтальные, с приводом от электродвигателя. В зависимости от размера они могут поставляться как на общей, так и на раздельной фундаментных плитах. В зависимости от создаваемого напора могут быть одно- и двухступенчатые насосы, с синхронными частотами вращения 1500 и 3000 об/мин. По конструктивному исполнению насосы можно разбить на три группы, внутри которых имеют место общность конструктивной схемы и высокая степень унификации. Количество ступеней является основным отличительным признаком, по которому все сетевые насосы делятся на одно- и двухступенчатые.

В качестве примера конструктивного исполнения сетевых насосов рассмотрим насос СЭ-1250-140 (рис. 9.22). Базовая деталь насоса — чугунный корпус с горизонтальным разъемом. Входной и напорный патрубки расположены в нижней части корпуса, что дает возможность производить разборку насоса без демонтажа трубопроводов. Патрубки направлены горизонтально в противоположные стороны. В двухступенчатых насосах корпус имеет переводную трубу для подвода воды от первой ко второй ступени насоса. По разъему корпуса устанавливается парони-

Таблица 9.7. **Технические характеристики сетевых насосов**

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж.	Давление на входе в насос, МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура перекачиваемой воды, °С	Масса насоса, кг
СЭ-160-50	0,044 (160)	50	5,5	0,39	3000	29	73		—
СЭ-160-70	0,044 (160)	70	5,5	0,39	3000	37	79		—
СЭ-160-100	0,044 (160)	1000	5,5	0,39	3000	59	71	120	—
СЭ-250-50	0,069 (250)	50	7,0	0,39	3000	41	80		—
СЭ-320-110	0,089 (320)	110	8,0	0,39	3000	114	80		—
СЭ-500-70-11	0,139 (500)	70	10,0	1,08	3000	103	82		1034
СЭ-500-70-16	0,139 (500)	70	10,0	1,57	3000	103	82		1034
СЭ-500-140	0,139 (500)	140	10,0	1,57	3000	210	81		—
СЭ-800-55-11	0,221 (800)	55	5,5	1,08	1500	132	81		1514
СЭ-800-55-16	0,221 (800)	55	5,5	1,57	1500	132	81		1514
СЭ-800-100-11	0,221 (800)	100	5,5	1,08	1500	243	80		3035
СЭ-800-100-16	0,221 (800)	100	5,5	1,57	1500	243	80	180	3035
СЭ-800-160	0,221 (800)	160	14,0	1,57	1500	378	82		—
СЭ-1250-45-11	0,347 (1250)	45	7,5	1,08	1500	166	82		2125
СЭ-1250-45-25	0,347 (1250)	45	7,5	2,45	1500	166	82		2125
СЭ-1250-70-11	0,347 (1250)	70	7,5	1,08	1500	260	82		1621
СЭ-1250-70-16	0,347 (1250)	70	7,5	1,57	1500	260	82		1621
СЭ-1250-100	0,347 (1250)	100	7,5	1,57	1500	370	82		—
СЭ-1250-140-11	0,347 (1250)	140	7,5	1,08	1500	518	82		4141

Продолжение табл. 9.7

Тип насоса	Подача, м³/с (м³/ч)	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж.	Давление на входе в насос, МПа	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД, %	Температура перекачиваемой воды, °С	Масса насоса, кг
СЭ-1250-140-16	0,347 (1250)	140	7,5	1,57	1500	518	82		4141
СЭ-1600-50	0,445 (1600)	50	8,5	2,45	1500	234	83		—
СЭ-1600-80	0,445 (1600)	80	8,5	1,57	1500	388	80		—
СЭ-2000-100	0,555 (2000)	100	22,0	1,57	3000	572	85	180	—
СЭ-2000-140	0,555 (2000)	140	22,0	1,57	3000	810	84		—
СЭ-2500-60-11	0,695 (2500)	60	12,0	1,08	1500	422	86		3770
СЭ-2500-60-25	0,695 (2500)	60	12,0	2,45	1500	422	86	—	—
СЭ-2500-180-16	0,695 (2500)	180	28,0	1,57	3000	1380	84		—
СЭ-2500-180-10	0,695 (2500)	180	28,0	0,98	3000	1380	84		2277
СЭ-3200-70	0,890 (3200)	70	15,0	0,98	1500	672	86		—
СЭ-3200-100	0,890 (3200)	100	15,0	0,98	1500	898	86	120	—
СЭ-3200-160	0,890 (3200)	160	32,0	0,98	3000	1530	86		—
СЭ-5000-70-6	1,390 (5000)	70	15,0	0,59	1500	1035	87		5220
СЭ-5000-70-10	1,390 (5000)	70	15,0	0,98	1500	1035	87		5220
СЭ-5000-100	1,390 (5000)	100	15,0	1,57	1500	1340	87	180	—
СЭ-5000-160	1,390 (5000)	160	40,0	0,98	3000	2370	87	120	4870

Примечания: 1. Обозначение насоса: СЭ—сетевой электронасос; первая цифра—подача, м³/ч; вторая—напор, м; третья—давление на вход в насос, кгс/см² (специальный признак).

2. Предельные отклонения по напору составляют +5 и—3 % номинального значения.

3. Допустимый кавитационный запас не зависит от температуры перекачиваемой жидкости.

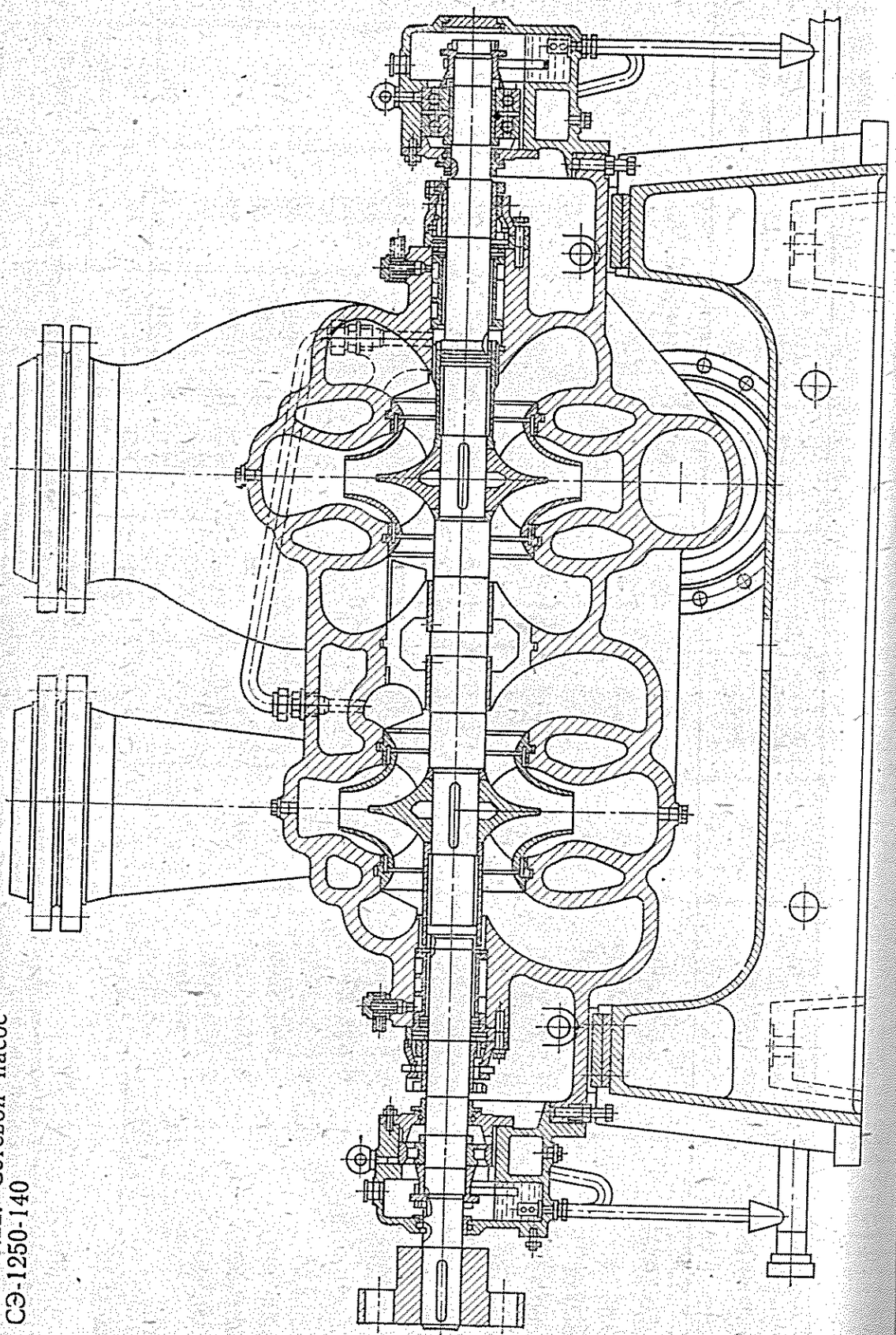


Рис. 9.22. Сетевой насос СЭ-1250-140

товая прокладка. Шпильки по разъему затягиваются колпачковыми гайками для предотвращения просачивания горячей воды по резьбе шпилек. В корпусе предусмотрены камеры для концевых уплотнений и фланцы для крепления корпусов подшипников. В нижней части выполнены две продольные шпонки, которыми корпус фиксируется по отношению к фундаментной плите и обеспечивается направленное тепловое расширение насоса. Опорные лапы корпуса максимально приближены к оси насоса для уменьшения расцентровки при нагреве насоса.

На патрубках предусмотрены сверления для подсоединения манометров. В верхней части корпуса имеются заглушенные пробками отверстия для выпуска воздуха, в нижней — для слива воды из насоса. В корпусе имеются камеры для сальниковых уплотнений и фланцы для крепления подшипников. В нижней части корпуса выполнены две продольные шпонки, которыми корпус фиксируется на фундаментной плите.

Ротор насоса представляет собой самостоятельный узел. Рабочие колеса фиксируются в выступах вала и зажимаются в осевом направлении через втулки круглыми гайками. В местах уплотнений на валу располагаются защитные втулки из нержавеющей стали. Втулки сальников фиксируются шпонками от проворачивания. Ротор разгружен от осевых усилий применением рабочих колес двустороннего входа.

Подшипники. Опорами ротора служат подшипники качения. Опорный подшипник со стороны привода роликовый. Опорно-упорный подшипник, воспринимающий остаточные осевые усилия, возникающие от неравномерного износа уплотнений, состоит из двух радиально-упорных подшипников. Смазка подшипников кольцевая.

Сальники (рис. 9.23). Уплотнение ротора осуществляется мягкой сальниковой набивкой. Общим у всех сальников сетевых насосов является наличие системы охлаждения. Отработанная охлаждающая вода сливается в дренаж.

Соединительная муфта. Насос соединяется с электродвигателем зубчатой муфтой, которая может компенсировать небольшие расцентровки агрегата.

Фундаментная плита. Сетевые насосы поставляются на индивидуальных фундаментных плитах. Для уменьшения возможных вертикальных температурных перемещений корпуса лапы насоса максимально приближены к оси ротора. Для сохранения горизонтального положения оси насоса на корпусе предусмотрены две продольные шпонки.

Особенностью эксплуатации сетевых насосов является сезонность их работы. В подшипники заливается турбинное масло марки 22. Перед пуском насос заполняется водой, полностью вытесняется воздух, после чего насос прогревается выпуском воды через воздушник. Пуск насоса рекомендуется производить при закрытой задвижке на нагнетательной стороне. При длительной остановке насоса (например, на летний сезон) необходимо закрыть задвижки на напорном и всасывающем трубопроводах. Через сливные отверстия нужно слить воду из насоса.

9.10. Типы и конструкции циркуляционных насосов

Циркуляционные насосы служат для подачи охлаждающей воды в конденсаторы турбин и для различных технических целей.

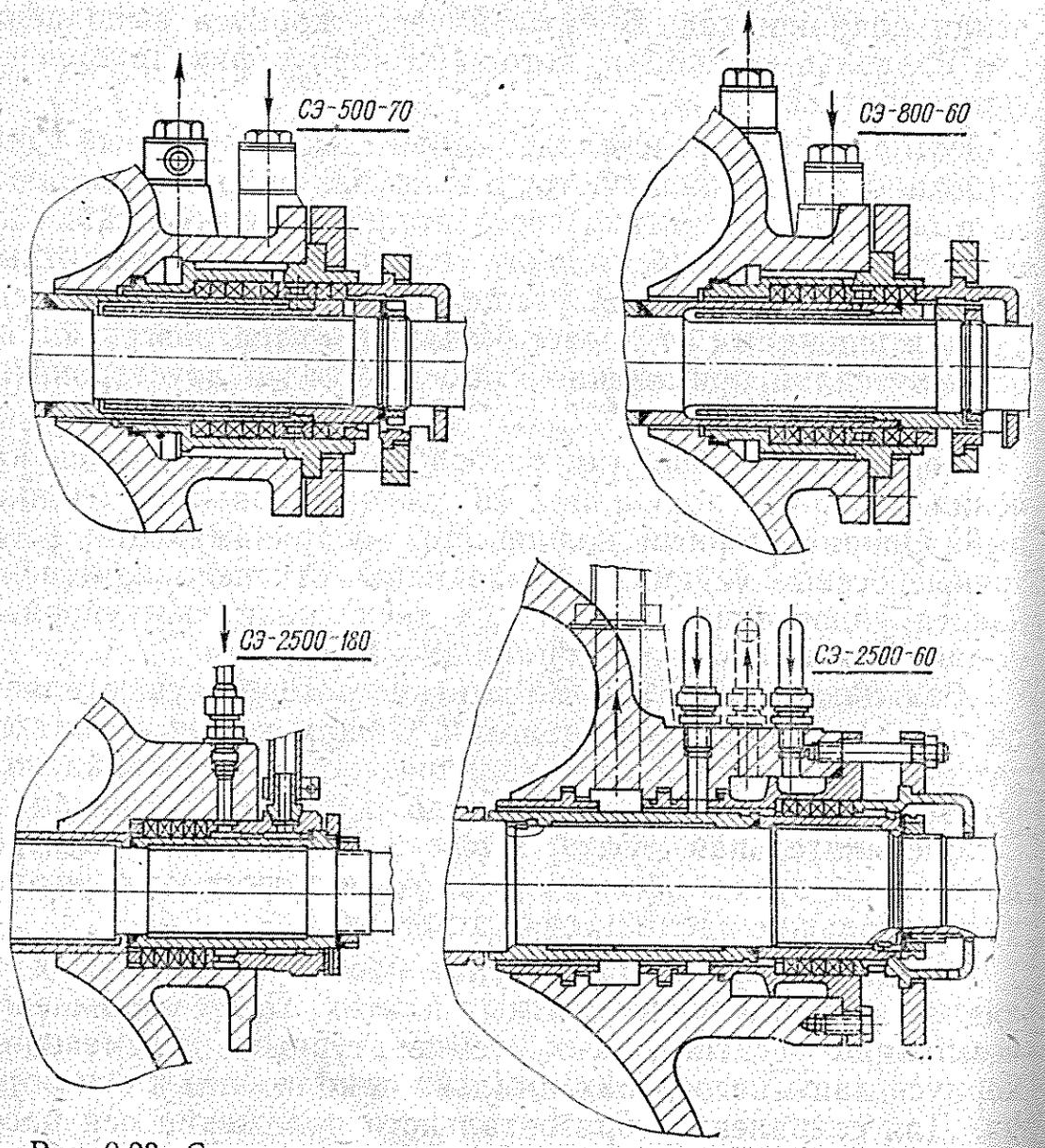
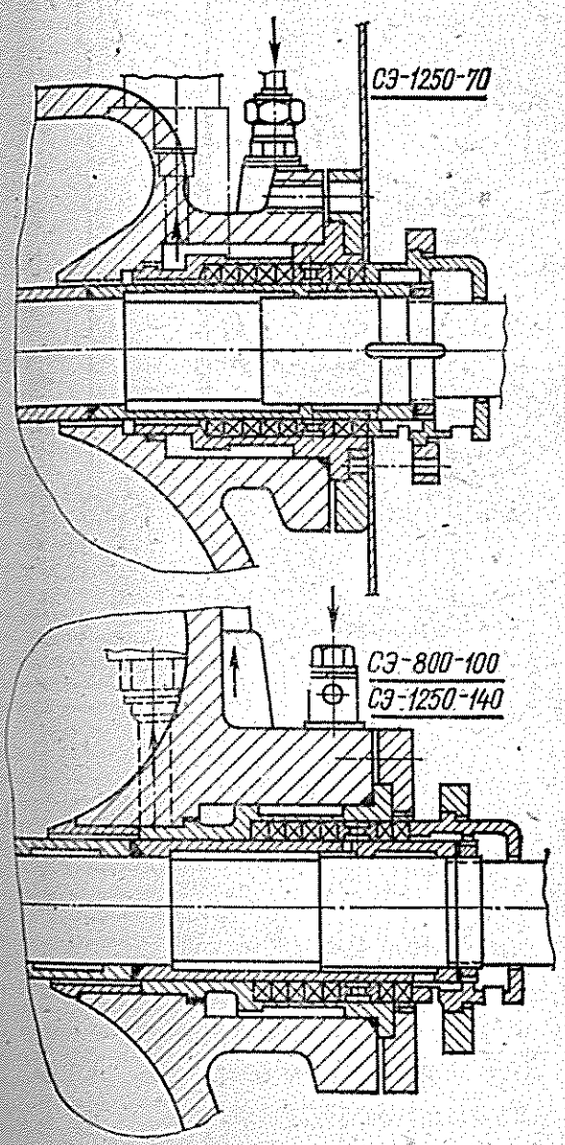


Рис. 9.23. Сальники сетевых насосов

По условиям работы циркуляционные насосы должны подавать большие количества воды при относительно небольшом давлении. Для этих целей наиболее подходят одноступенчатые центробежные насосы с рабочим колесом двустороннего входа, крупные вертикальные центробежные и осевые насосы.

Центробежные горизонтальные насосы серии Д (рис. 9.24) предназначены для подачи воды с температурой до 100 °С. Диапазон подачи этих насосов колеблется от 160 до 12 600 м³/ч при напоре от 15 до 90 м. Чугунный корпус насоса *3* состоит из двух половин и имеет горизонтальный разъем, уплотняемый паронитовой прокладкой. Крышка крепится к корпусу шпильками. К корпусу насоса подсоединяются корпуса подшипников *1*, *5*. На стальном валу *4* насоса на шпонке устанавливается рабочее колесо, изготовленное из чугуна. Уплотнение рабочего колеса осуществляется сменными уплотняющими кольцами, установленными в корпусе. Смазка подшипников кольцевая. Уплотнение ротора осуществляется сальником *2* с мягкой набивкой. Для предотвращения подсоса воздуха при разрежении на всасывающей стороне между набивкой установлено гидравлическое кольцо, к которому подводится по трубкам вода от напорной спирали. Соединение насоса с приводом осуществляется посредством упругой муфты *6*. Центробежные одноступенчатые горизонтальные насосы серии Д выпускаются согласно ГОСТ 10272-73.



Центробежные вертикальные насосы серии В (рис. 9.25) предназначены для подачи холодной воды от 5500 до 54 000 м³/ч при напоре от 25 до 90 м.

Они применяются обычно в системах оборотного водоснабжения с градирнями. На фундаменте плит *12* устанав-

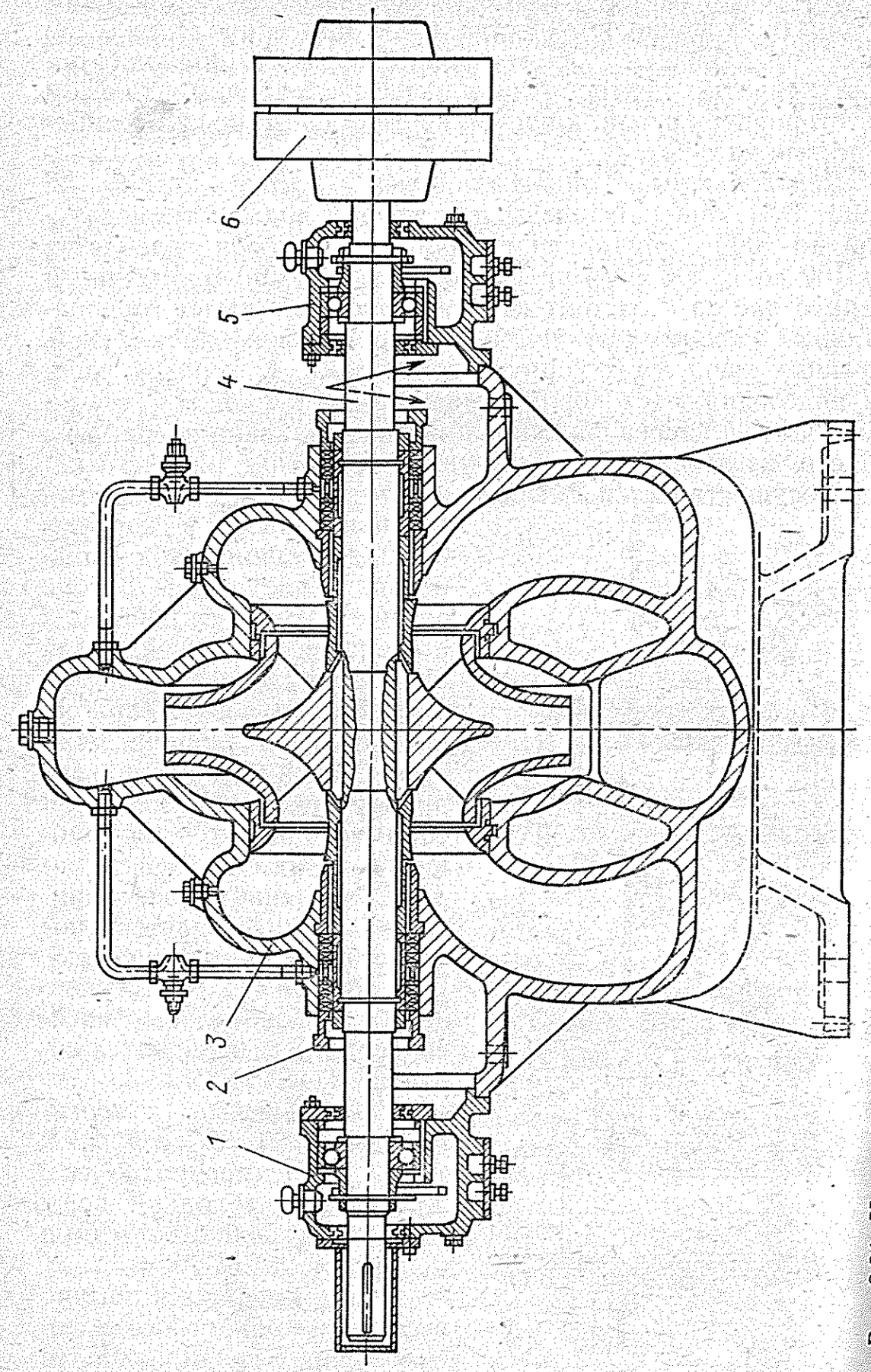


Рис. 9.24. Центробежный насос двустороннего входа типа Д

ливается литой чугунный корпус *4*, который закрывается верхней крышкой *11*. Чугунное рабочее колесо *3* крепится на валу *8* призматической шпонкой и гайкой с шайбой. К торцу вала обтекатель *1* крепится винтом *2*. Уплотнение вала осуществляется мягким сальником *7*. Корпус подшипника *10* и крышка *5* установлены на верхней крышке

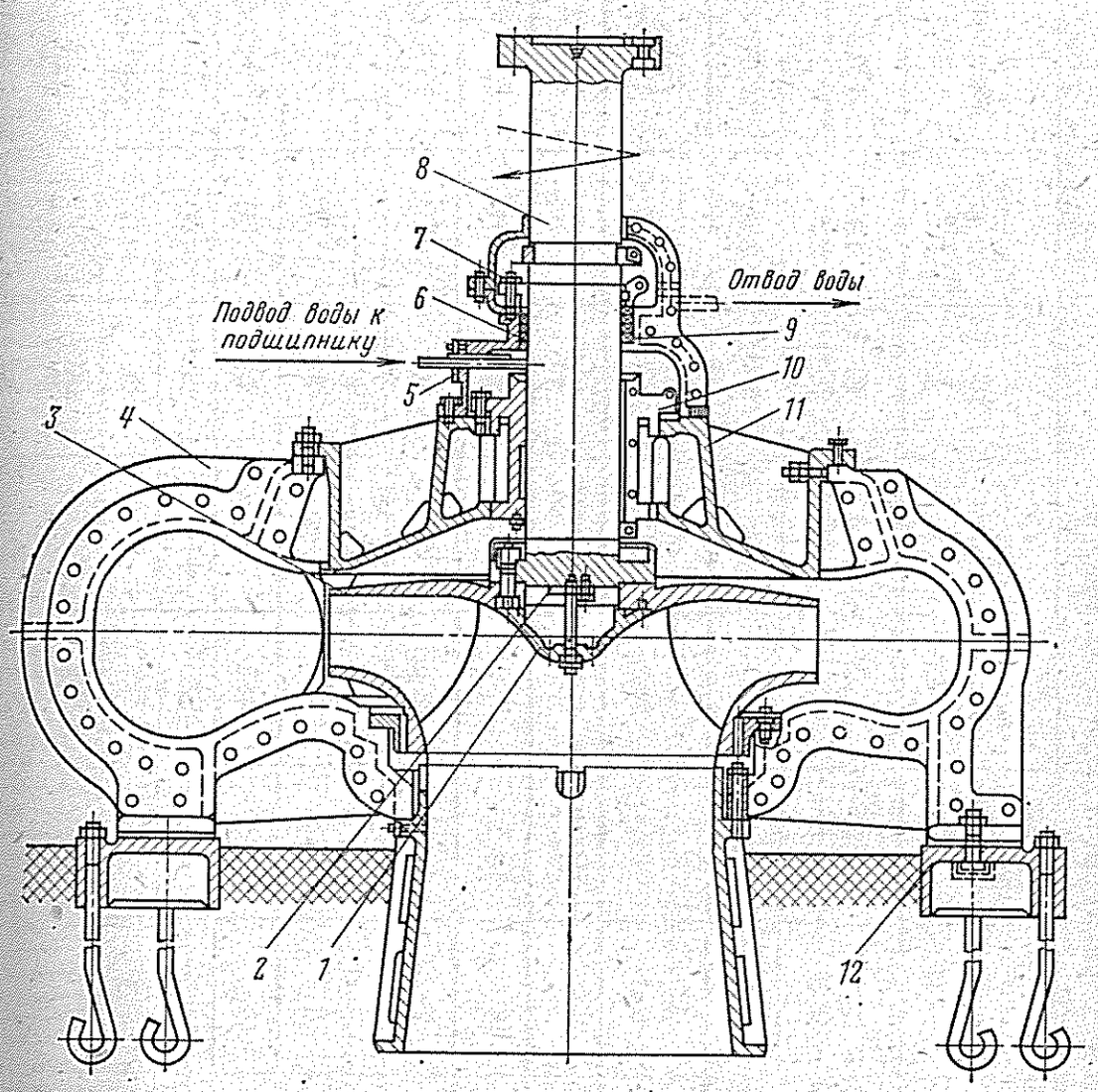


Рис. 9.25. Центробежный вертикальный насос типа В

насоса. В верхней крышке смонтирован также подшипник с лигнофолевыми вкладышами. Смазка подшипника осуществляется перекачиваемой водой. При пуске насоса подшипник смазывается водой, подаваемой в камеру *9*. К крышке крепится сальниковое уплотнение *7* с мягкой набивкой *6*.

Таблица 9.8. **Технические характеристики осевых насосов**

Тип насоса	Подача, м³/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м вод. ст.	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт	КПД, %	Диаметр рабочего колеса, мм	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ОВ5-47	3060 3996	4,2 7,3	5,5 9,5	730 960	44 99	80 80	470 960	1770×890×2870	1800
ОВ5-55	6444	10	13,3	960	220	80	960	1770×1040×2945	2100
ОВ6-55	4248 5580	3,4 6	6,5 11	730 960	49 112	80 80	550	1770×1040×2945	2100
ОПВ2-87	13 244	9,4	10,7	585	425	80	870	2240×1590×4495	5000
ОПВ3-87	14 580	16,3	14,2	730	808	80	870	2240×1590×4495	5000
ОПВ5-87	14 220	7,15	11	585	345	80	870	2240×1590×4495	5100
ОПВ6-87	14 544 12 132	5,4 3,7	13 10	585 485	267 153	80 80	870	2240×1590×5095	5700
ОПВ2-110	22 320	10,2	11,7	485	775	80	1100	2540×1450×5540	7600
ОПВ3-110	22 500	14,6	14	585	1160	87	1100	2540×1450×5540	7700
ОПВ5-110	23 892	7,8	12	485	632	80	1100	2540×1450×5540	7500
ОПВ6-110	22 392 13 360	5,4 3,3	10,8 9	485 365	412 206	80 80	1100	2540×1450×5540	7700

Продолжение табл. 9.8

Тип насоса	Подача, м³/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м вод. ст.	Частота вращения, об/мин	Мощность насоса, кВт	КПД, %	Диаметр рабочего колеса, мм	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
ОПВ2-145	38 448	10,1	12,5	365	1320	80	1450	3525×1875×7235	13 000
ОПВ5-145	41 040	7,7	13	365	1075	80	1450	3525×1875×7235	12 400
ОПВ6-145	38 520 33 300	5,3 3,7	11 10,2	365 290	695 419	80 80	1450	3525×1875×7235	11 900
ОПВ10-145	39 960	12,9	13	365	1080	83	1450	3910×1875×8160	16 300
ОПВ2-185	63 600	10,4	12,8	290	2260	80	1850	4090×3220×11 000	3450
ОПВ6-185	54 760	4,7	8	250	766	80	1850	4360×3220×11 130	26 200
ОПВ10-185	74 800	17,7	18	333	4350	83	1850	4360×3220×11 130	34 100
ОПВ11-185	79 920	12,7	17	333	3290	84	1850	4360×3220×11 080	27 500
ОПВ10-260	152 640	21	18	250	10 330	84,5	2600	6300×4000×14 300	90 000
ОПВ11-260	163 440	15	18	250	7950	84	2600	6300×4000×14 300	75 000

Примечание. Условное обозначение насоса: О—осевой; П—поворотно-лопастный; В—вертикальный; первая цифра—номер модели колеса; вторая—диаметр рабочего колеса, см.

Вертикальные осевые насосы серий ОВ и ОПВ (ОП — поворотно-лопастный; О — жестколопастный, т. е. с закрепленными лопастями) нашли широкое применение в качестве циркуляционных насосов на мощных ТЭС с энергоблоками 150 МВт и более. Эти насосы предназначены для перекачивания холодной воды при подаче от 750 до 165 000 м³/ч и напоре от 1,3 до 28 м. Они применяются главным образом в системах прямоточного или оборотного водоснабжения с прудом-охладителем и устанавливаются на береговых насосных станциях. Одним из преимуществ осевых насосов является возможность экономического регулирования подачи путем поворота лопастей на работающем или остановленном насосе. Осевые насосы изготавливаются согласно ГОСТ 9366-71.

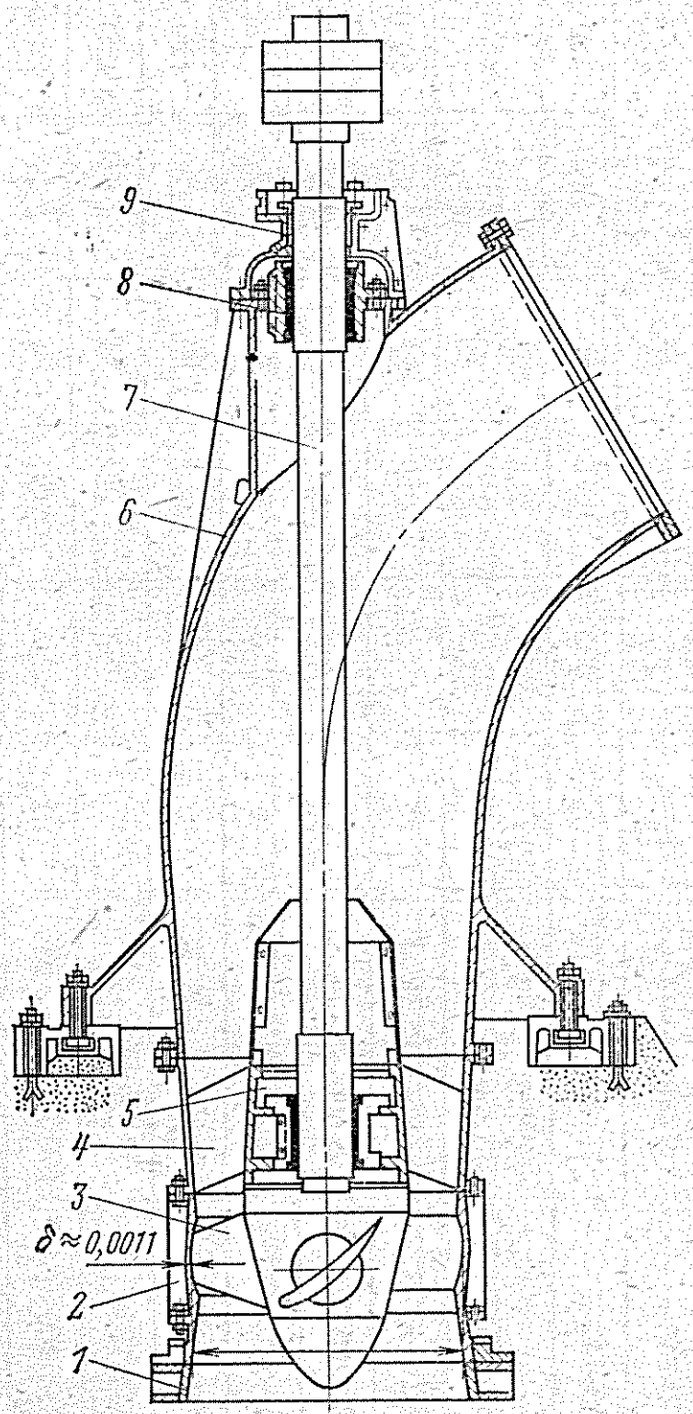


Рис. 9.26. Осевой вертикальный насос типа ОПВ

Параметры наиболее распространенных осевых насосов серий ОВ и ОПВ приведены в табл. 9.8. Осевые насосы выпускаются в следующих модификациях: Г — с горизонтальным расположением вала; В — с вертикальным расположением вала; К — с камерным подводом; МК — малогабаритные с камерным подводом; МБК — моноблочные с камерным подводом; Э — с электроприводом разворота лопастей; ЭГ — с электрогидроприводом разворота лопастей; КЭ — с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей. Пример условного обозначения насоса серии ОПВ, вертикального исполнения, модели *11* с диаметром рабочего колеса 2600 мм, с электроприводом разворота лопастей — ОПВ11-260Э.

Устройство насоса серии ОПВ показано на рис. 9.26. На закладное фундаментное кольцо *1* устанавливается камера *2* рабочего колеса *3*, состоящая из двух половин. Дальше на фланцах подсоединяются направляющий аппарат *4* и отвод *6*. Последний имеет самостоятельные опоры на фундамент. Рабочее колесо *3*, имеющее от двух до шести лопастей, подсоединяется к фланцу вала *7*. Внутри корпуса рабочего колеса помещается механизм поворота лопастей. Снизу корпус рабочего колеса закрывается обтекателем.

Механизм поворота лопастей, расположенный внутри втулки рабочего колеса, состоит из рычагов, укрепленных в цапфах лопастей, и крестовины, соединенной серьгами с концами рычагов. Осевое перемещение крестовины приводит к повороту рычагов и лопастей. Это перемещение задается штоком, проходящим через центральное сверление основного вала. Механизм привода штока расположен внутри жесткой муфты, соединяющей валы насоса и двигателя. Если он выполняется с ручным управлением, то поворот лопастей осуществляется только при остановленном насосе. В крупных насосах типа ОПВ механизм поворота выполняется с дистанционным управлением.

Стальной кованый вал вращается в двух подшипниках скольжения *5* и *8* с резиновыми или лигнофолевыми вкладышами. Перед пуском насоса к верхнему подшипнику *8* необходимо подводить воду от технического водопровода. При работе смазка обоих подшипников осуществляется пе-

рекачиваемой жидкостью. Для контроля за нижним подшипником в отводе предусмотрен люк. Уплотнение вала осуществляется мягким сальником *9*, корпус которого смонтирован на опорном узле отвода *6*. Валы насоса и электродвигателя соединяются непосредственно фланцами или через промежуточный вал. Масса ротора и осевое усилие воспринимаются пятой электродвигателя.

На электростанциях применяются два основных вида систем циркуляционного водоснабжения — блочный и общестанционный. В первом случае каждый циркуляционный насос работает только на свой энергоблок. Во втором случае все циркуляционные насосы работают на общественный коллектор. Практика показала преимущества блочной схемы, так как в этом случае отпадает необходимость в обратных клапанах и задвижках на нагнетательной стороне.

Трасса циркуляционного водоснабжения состоит из следующих элементов: подводящий канал, всасывающая камера, насос, напорный циркуляционный водовод, конденсатор турбины, сливной водовод и сливной канал [1].

Для обеспечения бескавитационного режима работы осевых насосов проточная часть всасывающей камеры должна обеспечивать равномерное поле скоростей перед входом в рабочее колесо насоса.

Для уменьшения мощности, затрачиваемой на перекачку воды, в системе циркуляционного водоснабжения используется эффект сифона. С этой целью при заполнении циркуляционной системы водой из верхней части конденсатора отсасывают воздух, а во время работы насоса постоянно удаляют неконденсирующиеся газы.

Все насосы серии ОП имеют высокие энергетические качества в широком диапазоне регулирования подачи. Максимальный КПД насосов 82—88 %.

На рис. 9.27 дана универсальная характеристика насоса ОПВ3-100. Нормальная эксплуатация осевого насоса допускается в рабочей части характеристики (на графике обведена жирными линиями).

Экономичность и надежность конденсационной установки, а следовательно, и энергоблока в целом зависят от работы не только циркуляционных насосов, но и ряда вспомогательных устройств, к числу которых принадлежат и вакуумные насосы.

Вакуумные насосы используются в основном для двух целей: отсоса воздуха для заполнения циркуляционной си-

[1] Более подробно системы водоснабжения рассматриваются в курсе «Тепловые электрические станции».

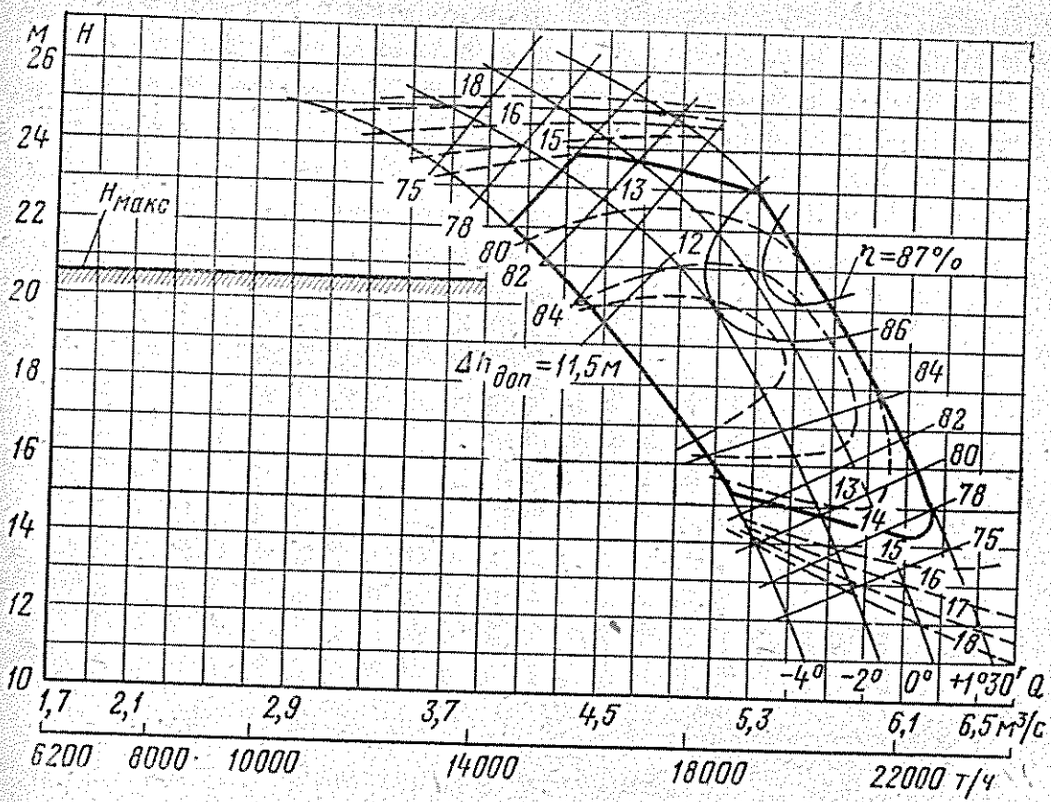


Рис. 9.27. Универсальная характеристика насоса ОПВ-3-110

стемы охлаждения конденсатора и удаления воздуха из парового пространства конденсатора турбины.

Наибольшее распространение для указанных целей получили водоструйные и пароструйные эжекторы [1].

9.11. Насосные станции технического водоснабжения

Здание насосной станции служит для размещения основного гидромеханического, силового и вспомогательного оборудования, коммуникаций всасывающих и нагнетательных трубопроводов.

Насосные станции, установленные на берегу водохранилища или реки, называют береговыми станциями. Тип и конструкция зданий насосной станции с водозаборным сооружением зависят от типа и конструкции циркуляционных насосов и двигателей, режима водоисточника, гидрогеологических условий в месте расположения здания и климатических условий. Насосные (береговые) станции могут быть *центральными*, т. е. обеспечивать охлаждающей водой все энергетические установки электростанции из общего водовода, и *блочными*, когда каждый циркуляцион-

[1] Их конструкции рассматриваются в курсе «Паровые и газовые турбины».

ный насос снабжает водой только один конденсатор паровой турбины.

Насосные станции в свою очередь могут быть следующих типов: 1) шахтно-блочные; 2) камерные с сухой камерой; 3) шахтно-камерные с сухой камерой; 4) с мокрой камерой с затопленным насосом; 5) незаглубленного типа (рис. 9.28).

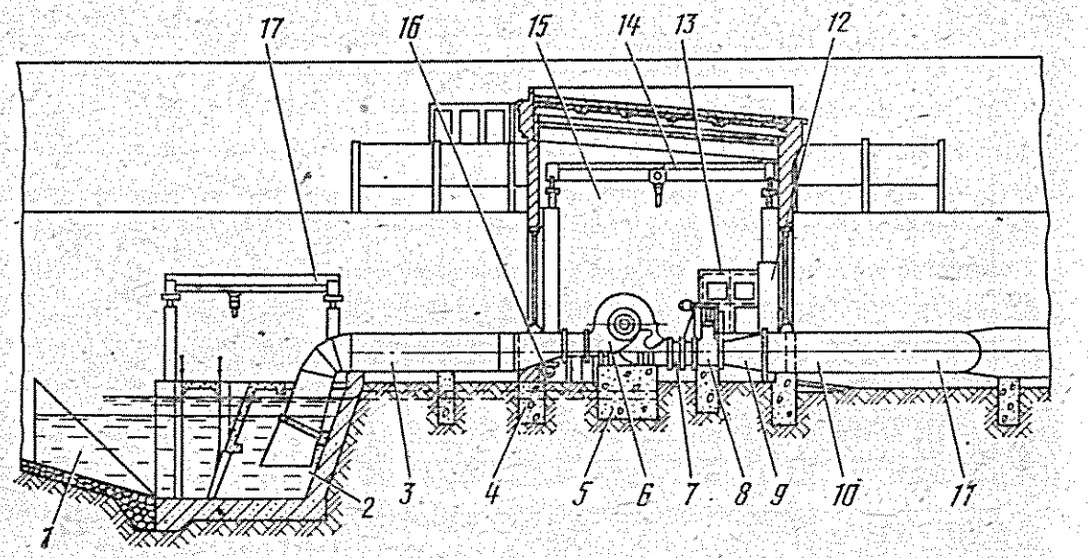


Рис. 9.28. Поперечный разрез здания насосной станции незаглубленного типа:

1 — аванкамера; *2* — водоприемное сооружение; *3* — всасывающая труба; *4* — ленточный фундамент; *5* — фундамент под агрегат; *6* — центробежный насос 22НДС; *7* — монтажная вставка; *8* — задвижка; *9* — диффузор; *10* — ребристый патрубок; *11* — напорный трубопровод; *12* — шкаф управления агрегатом; *13* — силовой распределительный пункт; *14* — ручной мостовой кран; *15* — здание насосной станции бескаркасного типа; *16* — вакуум-насос; *17* — ручной мостовой кран для обслуживания водоприемного сооружения

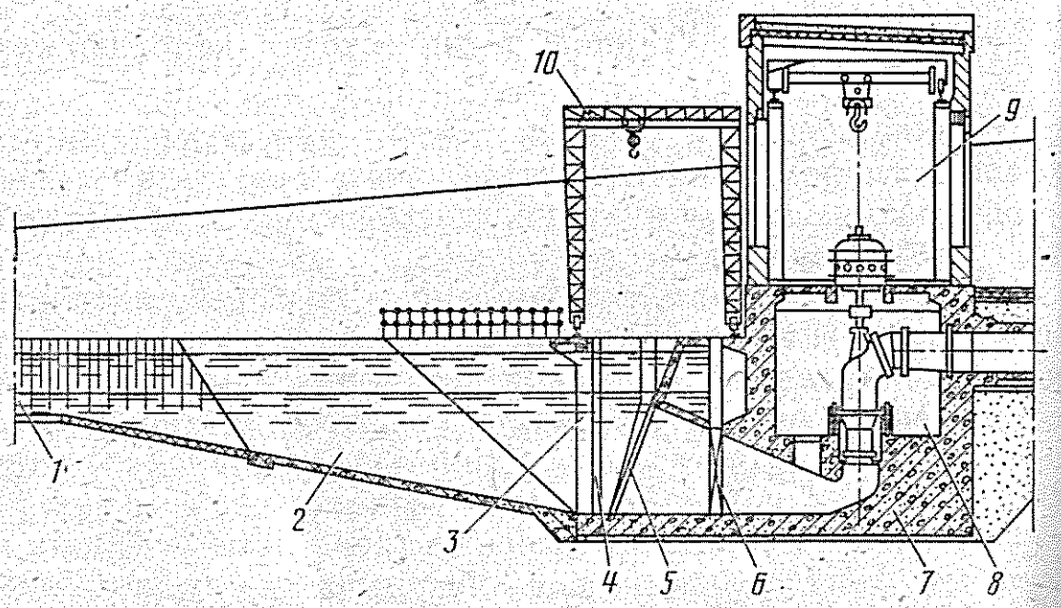


Рис. 9.29. Поперечный разрез здания насосной станции блочного типа:

1 — подводящий канал; *2* — аванкамера; *3* — водозаборное сооружение; *4* — паз для шандор; *5* — сороудерживающая решетка; *6* — плоский затвор; *7* — блок подземной части здания; *8* — ствол шахты подземной части здания; *9* — надземная часть здания; *10* — козловой кран

На береговых насосных станциях для блочных агрегатов устанавливаются, как правило, осевые насосы серии О или ОП с вертикальным валом и реже центробежные насосы серии В, причем рабочее колесо располагается ниже минимального уровня воды в подводящем канале (рис. 9.29).

Для осуществления ремонта подводной части насоса предусмотрены шандоры *4*. На электростанциях, кроме сороудерживающей решетки *5*, предусматривают вращающиеся сетки, которые устанавливаются после шандор.

Согласно нормам технологического проектирования резерв циркуляционных насосных агрегатов не предусматривается.

Ремонт насосов приурочивается к срокам ремонта основного оборудования.

9.12 Насосы химической водоочистки и промывки

На ТЭС используется много насосов, предназначенных для общестанционного оборудования и вспомогательных схем. В системах водоподготовки используются плунжерные *дозировочные насосы*. Дозировочные насосы типа НД — одноплунжерные, горизонтальные, простого действия, с индивидуальными электродвигателями и понижающими редукторами. Насосный агрегат состоит из электродвигателя, редуктора, гидроцилиндра и механизма регулирования. В качестве предохранительного устройства в насосах используются электроконтактные манометры, отключающие электродвигатель при повышении давления нагнетания сверх допустимого значения. Насосные агрегаты имеют горизонтальное расположение электродвигателя. Возможна вертикальная компоновка с использованием деталей, поставляемых заводом. Параллельным подсоединением гидроцилиндров с регулирующими механизмами можно получить двух-, шестиплунжерные агрегаты.

Насосы типа НД-0,5Э (рис. 9.30) имеют точность дозирования 0,5, они оборудованы электрическим исполнительным механизмом для дистанционного и автоматического изменения подачи каждого гидроцилиндра. Технические характеристики насосов приведены в табл. 9.9

Механизм регулирования предназначен для бесступенчатого регулирования длины хода плунжера (подачи), приводимого в возвратно-поступательное движение с помощью

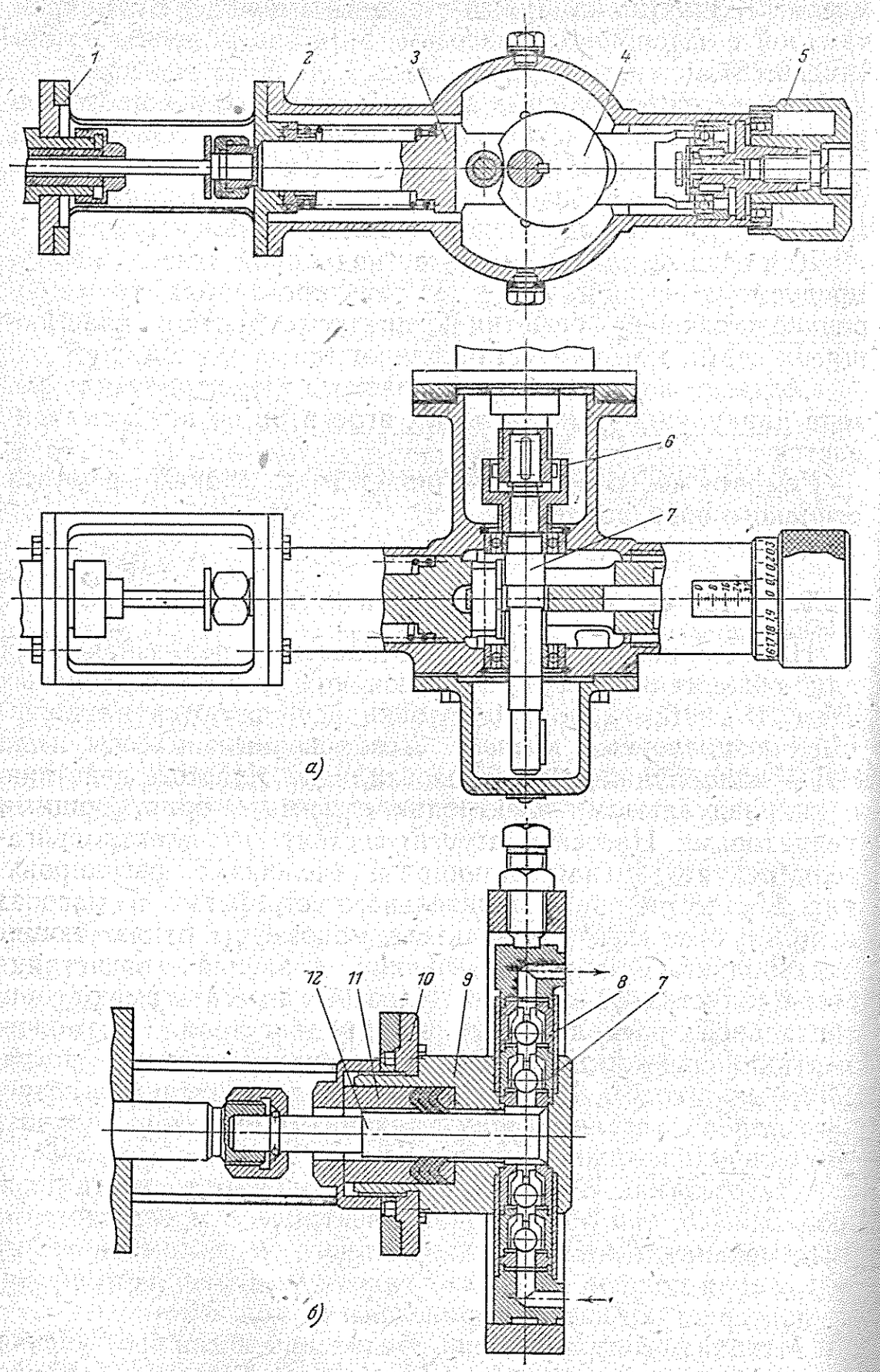


Рис. 9.30. Дозировочный насос типа НД-0,5Э:
а — регулирующий механизм; *б* — гидроцилиндр

Таблица 9.9. Технические характеристики дозировочных насосов

Параметр	Тип насоса					
	НД-05Э 10/100	НД-0,5Э 16/63	НД-0,5Э 25/40	НД-0,5Э 40/25	НД-0,5Э 63/16	НД-0,5Э 100/10
Подача, л/ч	10	16	25	40	63	100
Давление нагнетания, МПа	1,0	6,3	4,0	2,5	1,6	1,0
Диапазон изменения длины хода плунжера, мм:						
предельный	0—32	0—32	0—32	0—32	0—32	0—32
рабочий	8—3	8—3	8—3	8—3	8—3	8—3
Диаметр плунжера, мм	10	12	14	20	25	30
Число двойных ходов, 1/мин	88	88	88	88	88	88
Диаметр условного прохода подсоединения патрубков, мм	5	8	8	8	8	8
Мощность электродвигателя, кВт	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27
Частота вращения, об/мин	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Частота вращения ведомого вала редуктора, об/мин	87,5	87,5	87,5	87,5	87,5	87,5

эксцентрикового устройства (рис.9.30,*а*). Корпус *2* приводного устройства крепится к базовой части насоса фланцем *1*. В корпусе расположен подпружиненный ползун *3*, жестко сопряженный с роликом, бегущим по поверхности эксцентрика *4*, посаженного на выходной вал *6* редуктора. С помощью дистанционного устройства *5* можно выставить ролик на определенное расстояние от оси привода, тем самым изменяя время пробега его по рабочей поверхности эксцентрика, а следовательно, и подачу. Положение механизма, показанное на рисунке, соответствует максимально возможной подаче насоса. Гидравлическая часть насоса (рис. 9.30,*б*) крепится к кронштейну механизма регулирования. Плунжер *12* с помощью гайки соединяется со штоком ползуна. Цилиндр *9* фланцем *10* крепится к фланцу кронштейна. В гильзе *8* располагаются шаровые клапаны *7*. Уплотнение плунжера осуществляется резиновыми или фторопластовыми манжетами, которые подтягиваются с помощью нажимного стакана *11*.

Материал гидравлической части (сталь Х18Н9Т) определяет стойкость насоса к различным дозируемым жидкостям.

Для перекачивания кислот, реагентов, ингибиторов и различных растворов на электростанциях используются *химические насосы* типа Х. Насосы выпускаются на

подачу 1,5 — 600 м³/ч с напорами 12 — 150 м в соответствии с ГОСТ 10168-75. Условное обозначение насоса: первая цифра — диаметр входного патрубка, уменьшенный в 25 раз; Х — химический; вторая цифра — n_s, уменьшенный в 10 раз. В зависимости от материала основных деталей в обозначение вводятся буквы:

Углеродистая сталь, чугун	А
Хромистая сталь	Д
Хромоникелевая сталь	К
Хромоникельмолибденомедистая сталь	И
Хромоникельмолибденовая сталь	Е
Ферросилиций	Л

Тип концевого уплотнения вала характеризуется цифрами в обозначении насоса:

Сальниковое уплотнение	1
Торцевое одинарное	2в, 2д
Торцевое одинарное с неметаллическим сильфоном	2г
Стояночное	5

Насос типа Х (рис. 9.31) представляет собой горизонтальный, одноступенчатый, центробежный агрегат консольного типа. Конструкция насоса аналогична насосам типа К. Отличительными особенностями являются: наличие радиального закрытого импеллера на тыльной стороне рабочего колеса *2*; применение двусторонних уплотнений *1*, *3* для уравновешивания осевого усилия; применение двойного торцевого уплотнения. В корпусе *4* установлен нормализованный комплект уплотнения *5*, смонтированный на втулке вала *6*; уплотнение закрывается крышкой *7* (в насосе могут быть использованы узлы других типов уплотнений); наличие специального отбойника *8* для предотвращения попадания жидкости в картер кронштейна.

Насос соединяется с электродвигателем упругой муфтой и устанавливается на общей фундаментной плите. Направление вращения ротора насоса — против часовой стрелки,

Таблица 9.10. **Технические характеристики насосов типа МСК**

Характеристика	Тип насоса	
	МСК-1500-575	МСК-1000-350
Подача, м³/ч	1500	1000
Напор, м	575	350
Допустимый кавитационный запас, м ст. жидкости	16	16
Температура перекачиваемой жидкости, °С	160	120
Частота вращения, об/мин	2985	2975
Мощность на холодной воде, кВт	3150	1320
КПД, %	75	72

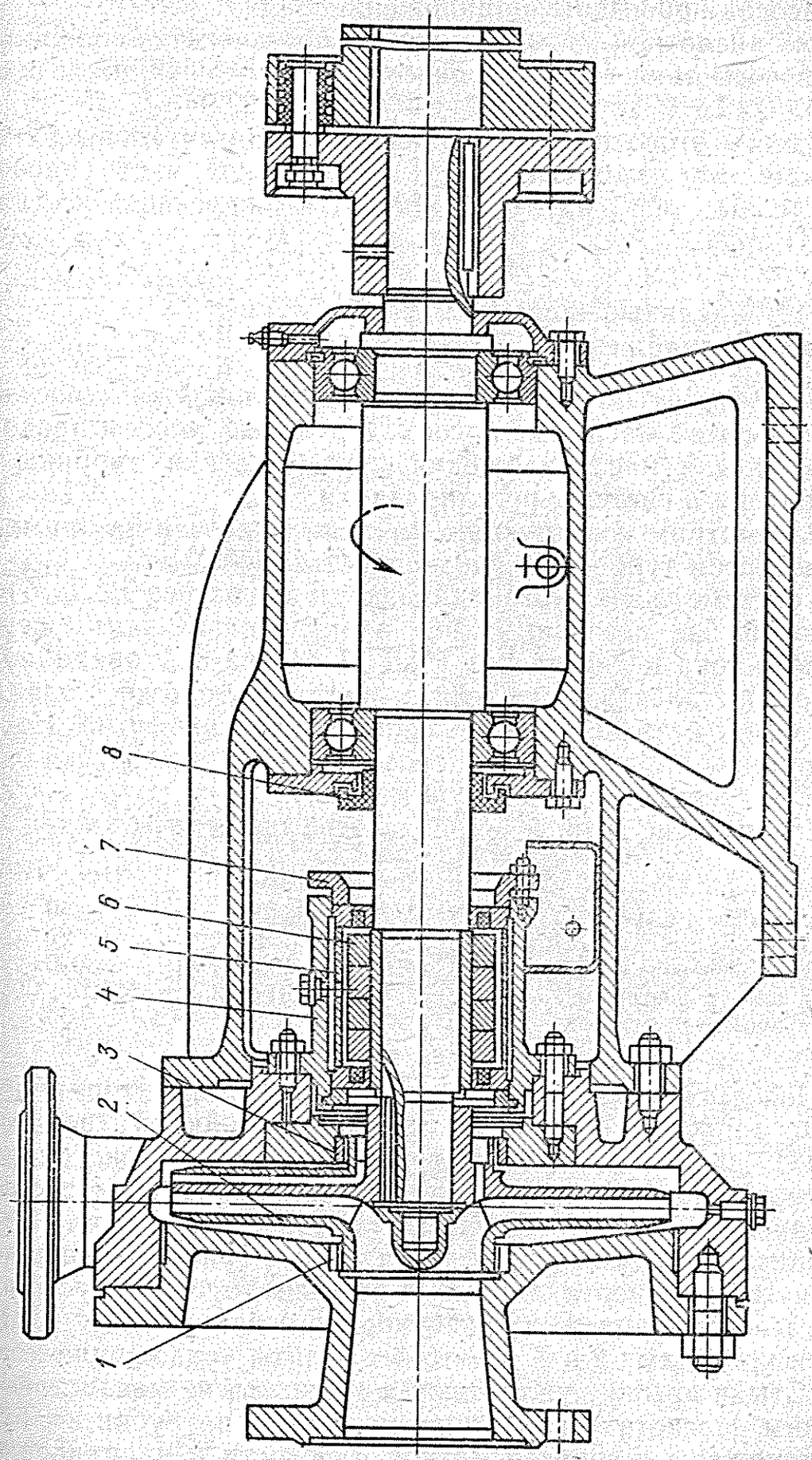


Рис. 9.31. Химический насос типа Х

если смотреть со стороны электродвигателя. Характеристики насосов приведены в приложении.

Для кислотной промывки котлов применяются специальные насосы типа МСК, характеристики которых приведены в табл 9.10.

Насосы этого типа центробежные, горизонтальные, секционные, двухпоточные. Детали проточной части насоса выполнены из кислотостойкой нержавеющей стали Х18Н12М3Т.

9.13. Масляные насосы и насосы системы топливоснабжения

Ответственным оборудованием на тепловой электростанции являются масляные насосы. *Масляные насосы* предназначены для маслоснабжения систем смазки турбины и генератора и системы регулирования.

Рассмотрим конструкцию масляных насосов на примере маслосистем турбоагрегата мощностью 300 МВт.

В системе смазки устанавливаются два насоса 9МД-16×1 (рабочий и резервный) с электродвигателями переменного тока и два насоса 7МД-17×1 (насосы аварийного резерва) с электродвигателями постоянного тока, подключенными к независимым источникам электроэнергии. Насосы должны работать с подпором на входном патрубке около 10 м сверх давления паров масла.

Технические данные маслонасосов приведены ниже:

	9МД-16×1	7МД-17×1
Подача, м³/ч	400	250
Напор, м	40	28
Частота вращения, об/мин	2955	3000
Марка электродвигателя	А101-2В3	МЕ27-17-95
Масса насосного агрегата, кг	1813	1060

Насосы предназначены для перекачивания турбинного масла марки 22 или синтетических жидкостей (иввиоль, ОМТИ и др.) с температурой 25—65°С. Конструкции насосов и насосных агрегатов аналогичны. Агрегат состоит из одноступенчатого насоса и установленного на нем вертикального электродвигателя. Насос (рис. 9.32) центробежного типа, вертикальный, с рабочим колесом двустороннего высасывания. Чугунный корпус *1* закрывается торцевыми крышками *2* и *3*, в которых отлиты подводящие каналы. Стыки крышек уплотняются кольцами из маслостойкой резины. Нагнетательный и всасывающий патрубки корпуса расположены в горизонтальной плоскости и направлены в

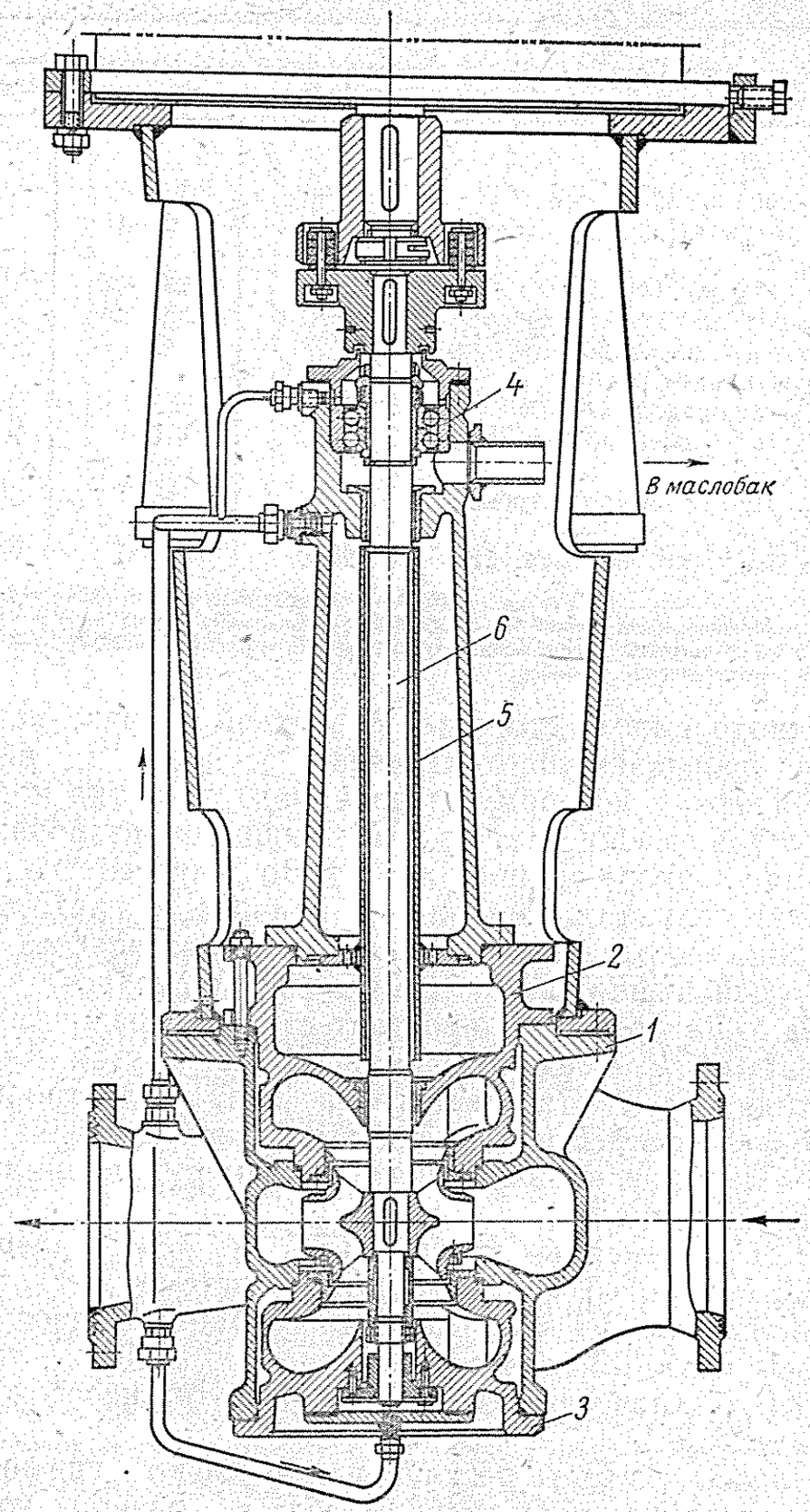


Рис. 9.32. Масляный насос 9МД-16×1

Таблица 9.11. **Технические характеристики насосов турбин ПО „Харьковский турбинный завод“**

Параметр	Тип насоса						
	МВ-50-240	МВ-60-490	12КМ-15	12КМ-15а	12КМ-15в	12КМ-20	12КМ-20а	МКВ-600-40	МКВ-600-40а
Подача, м³/ч:									
при длительной работе	50	38/22	450	290	500	430	300	590	550
при кратковременной работе	80	45/40	—	—	—	—	—	—	—
Напор, м:									
при длительной работе	240	490/420	30	39	34	18	18	42	37
при кратковременной работе	170	230/165	—	—	—	—	—	—	—
Допустимый кавитационный запас (длительная работа), м	5,3	6,5	4,1	2,5	4,7	5,2	1,8	7,0	7,0
Частота вращения, об/мин	2970	2970	1470	1470	1470	1500	1500	1470	1470
Мощность электродвигателя, кВт	110	160	100	100	75	42	42	110	110
Масса насоса (без электродвигателя), кг	1220	1390	1030	1030	1030	1025	1025	2120	2120
Масса насосного агрегата, кг	2020	2190	1680	1680	1680	1465	1465	2920	2920

Примечания: 1. Для насоса МВ-60-490 в числителе указаны параметры на выходе насоса; в знаменателе—в промежуточном отборе.
2. Условные обозначения: МВ—масляный вертикальный насос; первая цифра—подача, м³/ч; вторая цифра—напор, м; КМ—консольный масляный; 15 (20)—коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз. Индексы „а“ и „в“ указывают на измененные геометрические размеры.

противоположные стороны. В верхней крышке устанавливается бронзовая уплотнительная втулка, в нижний — подшипник, к которому от напорного патрубка подводится масло для смазки. На верхней крышке смонтирован корпус опорно-упорного подшипника *4*. Во внутреннюю полость крышки подводится масло от напорного патрубка для создания гидрозатвора и предотвращения подсоса воздуха. Для уменьшения закрутки масла предусмотрена защитная труба *5*. Ротор насоса *6* состоит из вала с рабочим колесом и полумуфты. Соединительная муфта упругая, пальцевая. Верхняя полумуфта крепится на валу электродвигателя гайкой. В нижней полумуфте выполнена проточка для создания лабиринта, защищающего камеру подшипника от попадания грязи.

Для современных турбин ТЭС и АЭС разработаны новые маслонасосы. Для работы в системах регулирования серии турбин ПО «Харьковский турбинный завод» служат насосы типа МВ, для систем маслоснабжения — типов КМ и МКВ. Технические характеристики этих насосов приведены в табл. 9.11.

Насосы системы регулирования имеют унифицированную конструкцию. Отличие состоит в разном количестве ступеней (МВ-50-240 — трехступенчатый; МВ-60-490 — шестиступенчатый) и наличии промежуточного отбора в насосе МВ-60-490 для питания звеньев системы регулирования, работающих под меньшим давлением.

Насосы типа МВ (рис. 9.33) — центробежные, вертикальные, секционные, погружного типа. Базовой деталью насоса является составной цилиндр *6* с опорной плитой. К нижнему фланцу цилиндра крепится насос. Подвод *2* насоса выполнен в виде осевого конфузорного патрубка с направляющими лопатками, а отвод *1* — в виде колеса. Секции насоса *3* с направляющими аппаратами соединяются между собой стяжными болтами. Уплотнение стыков секций осуществляется металлическим контактом уплотнительных поясков. Ротор *4* насоса — трехопорный. Нижняя и средняя опоры выполнены в виде подшипников скольжения. В качестве верхней опоры предусмотрен сдвоенный радиально — упорный шарикоподшипник *7*, который фиксирует положение ротора по отношению к статору и воспринимает остаточные осевые усилия и вес ротора. Подшипники смазываются перекачиваемой жидкостью, нижний и средний — за счет перетекания смазки. К верхнему подшипнику масло подводится от напорного патрубка.

Рабочие колеса насоса — одностороннего входа. Рабочее колесо первой ступени для повышения всасывающей способности имеет расширенную входную воронку. Остальные рабочие колеса имеют одинаковую проточную часть (в насосе МВ-60-490 имеются две группы колес).

Осевое усилие ротора в значительной мере уравновешивается с помощью разгрузочного барабана *5*.

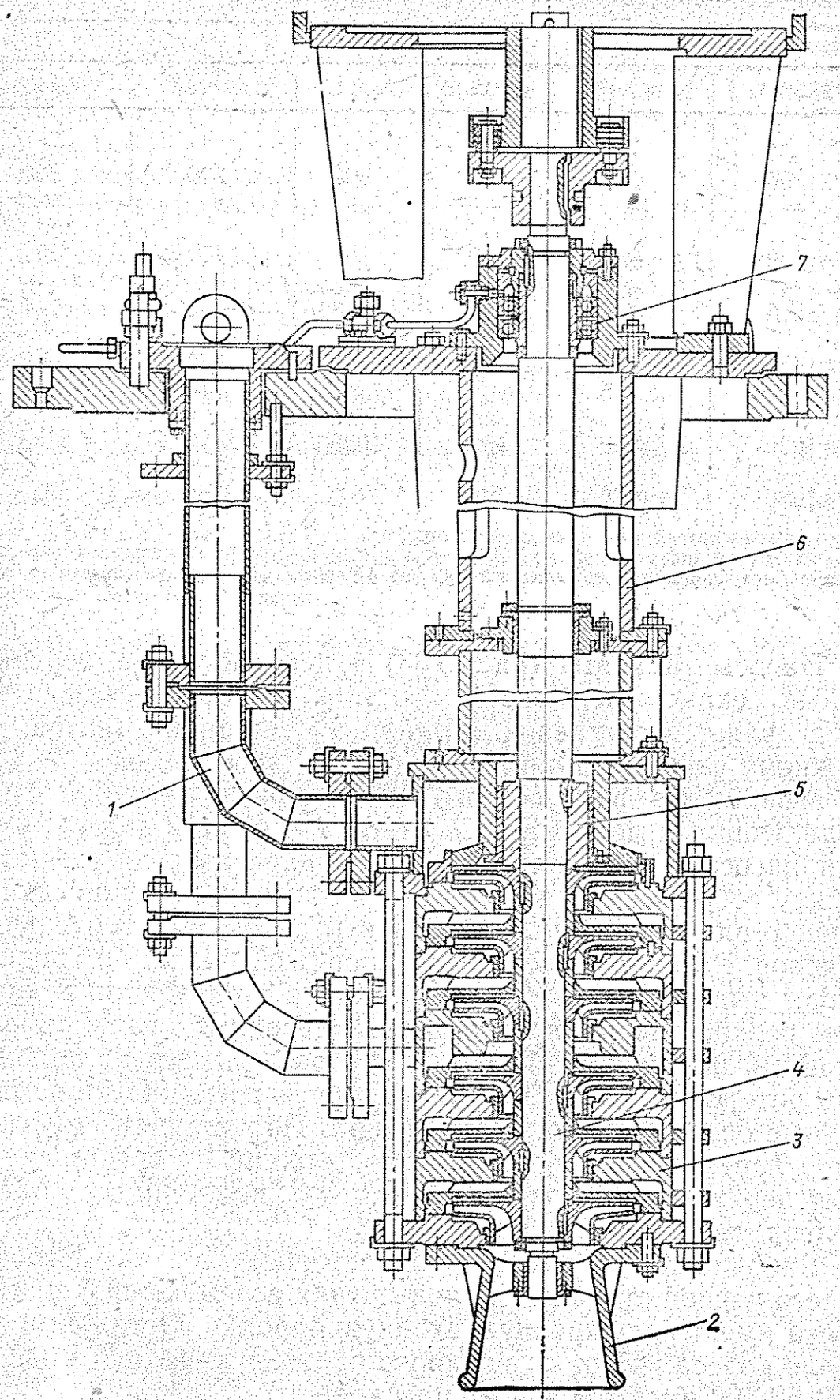


Рис. 9.33. Насос типа МВ-60-490

В насосе МВ-60-490 промежуточный отбор осуществляется от патрубка секции третьей ступени.

Электродвигатель с фонарем устанавливается на верхнюю часть опорной плиты. Соединение валов электродвигателя и насоса осуществляется упорно-пальцевой муфтой. Направление вращения насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Насосный агрегат устанавливается на плиту-крышку маслобака.

Насосы типа МКВ (рис. 9.34) — центробежные, вертикальные, спирального типа, погружные. Базовая деталь насоса — цилиндрическая часть *5*, которая через поставку крепится к опорной плите, служащей одновременно и крышкой маслобака. К нижнему фланцу цилиндрической части *5* подсоединяется спиральный корпус насоса *2*. Корпус снизу закрывается крышкой всасывания *1* с осевым конфузорным подводящим патрубком. К напорному патрубку *7* корпуса подсоединяются литое колено и участок трубы для соединения с трубопроводом, конструкция которого аналогична насосам типа МВ. Рабочее колесо *3* крепится на консольной части двухопорного ротора. Уравновешивание осевого усилия осуществляется с помощью разгрузочных отверстий в основном диске рабочего колеса.

Опорами ротора насоса служат: нижней — радиальный подшипник скольжения *4*, верхней — радиально-упорный шарикоподшипник *6*. Смазка подшипников осуществляется перекачиваемым маслом. На верхнем фланце опорной плиты крепится фонарь для установки электродвигателя. Валы насоса и электродвигателя соединяются упругопальцевой муфтой. Направление вращения ротора насоса — против часовой стрелки, если смотреть со стороны двигателя.

Насосы типа КМ по конструктивной схеме аналогичны насосам типа МКВ. Отличительными особенностями являются: установка рабочего колеса на консольной части вала входной воронкой вверх; применение бокового подвода, что дало возможность выполнить корпус цельным с противоположно направленными входным и напорным патрубками.

В системах смазки питательных насосов, дымососов и другого оборудования электростанций используется шестеренные и винтовые насосы. Наибольшее применение нашли шестеренные насосы.

Шестеренные насосы изготавливаются согласно ГОСТ 19027-73 в следующих исполнениях: Ш — с внутренними опорами на лапах; ШФ — с внутренними опорами фланцевые; ШВ — с выносными опорами на лапах; ШГ — с внутренними опорами, с обогревом или охлаждением корпуса; ШВГ — с выносными опорами, с обогревом или

охлаждением корпуса. Шестеренные насосы выпускаются с подачей до 58 м³/ч и давлением на нагнетательной стороне до 2,5 МПа. Пример условного обозначения шестеренного насоса с внутренними опорами на лапах с подачей 1,4 м³/ч и давлением на нагнетательной стороне 2,5 МПа; ШГ-25 (ГОСТ 19027-73).

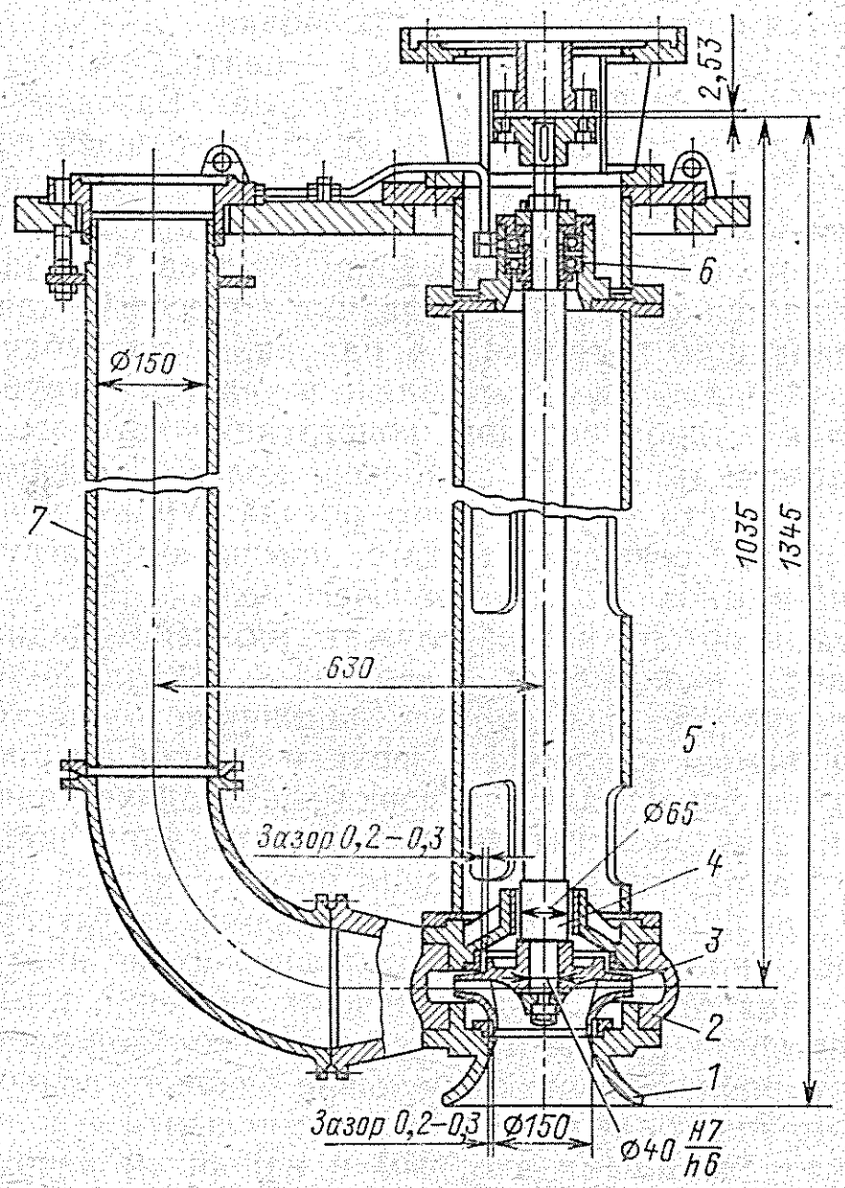


Рис. 9.34. Насос типа МКВ

На всех ТЭС, использующих жидкие топлива (например, мазут), в схеме топливоснабжения используются насосы для перекачки нефтепродуктов. Основное требование, предъявляемое к этим насосам, — полная герметичность. Наиболее полно этому требованию соответствует двухкорпусная конструкция, которая и нашла наибольшее распространение для насосов такого типа.

9.14. Особенности условий работы насосов, применяемых на АЭС

9.14.1. Принципиальные схемы АЭС

В связи с высокими требованиями к чистоте теплоносителя и рабочего тела их циркуляция обеспечивается в замкнутом контуре. По числу контуров АЭС разделяется на одноконтурные, не полностью двухконтурные, двухконтурные и трехконтурные. У одноконтурных АЭС теплоноситель выполняет также функции рабочего тела. Теплоноситель и рабочее тело у двух- и трехконтурных АЭС имеют раздельные контуры.

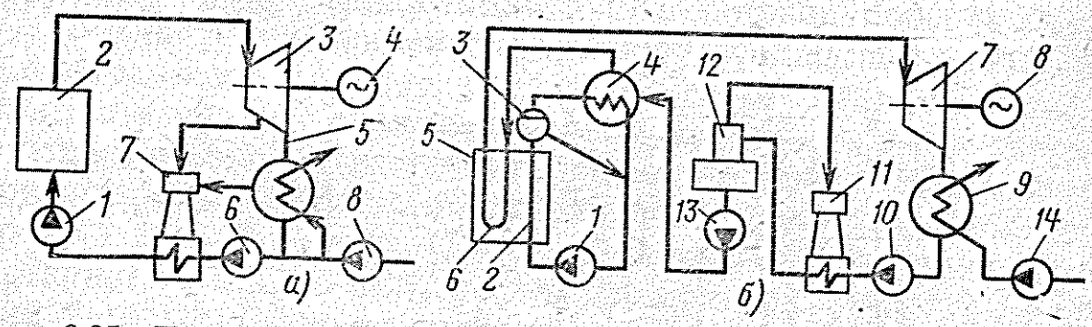


Рис. 9.35. Принципиальные схемы АЭС с паротурбинной установкой: *а* — одноконтурная; *б* — не полностью двухконтурная

На рис. 9.35,*а* показана схема одноконтурной АЭС с принудительной циркуляцией. Циркуляционный насос *1* прокачивает теплоноситель (рабочее тело) через реактор *2*, где рабочее тело преобразуется в пар и затем поступает в турбину *3*, вращающую электрогенератор *4*. Пар, отработанный в турбине, конденсируется в конденсаторе *5* и затем конденсаторным насосом *6* нагнетается через пароструйный эжектор *7* на всасывание циркуляционного насоса *1*. Насос охлаждения *8* подает охлаждающую воду в трубную систему конденсатора.

На рис. 9.35,*б* дана схема не полностью двухконтурной АЭС. Первый контур состоит из: главного циркуляционного насоса (ГЦН) *1*, испарительных каналов *2*, барабана-сепаратора *3*, паровой коммуникации между барабаном-сепаратором и парогенератором *4* и водяной коммуникации между парогенератором и ГЦН. Пар, образовавшийся в реакторе *5*, осушается в барабане-сепараторе *3* и поступает в парогенератор *4*, где конденсируется. Конденсат поступает в ГЦН и затем в испарительные каналы реактора. Насыщенный пар, образовавшийся в парогенераторе *4*, поступает в перегревательные каналы *6* реактора и затем поступает в паровую турбину *7*, вращающую электрогенератор *8*. Насыщен-

ный пар, поступающий из парогенератора в реактор для перегрева и последующего поступления в турбину, являясь одновременно теплоносителем и рабочей средой, образует второй контур. Отработанный в турбине пар конденсируется в конденсаторе *9*, куда подается охлаждающая вода насосом охлаждения *14*. Конденсат насосом *10* прокачивается через охладитель эжектора *11* в деаэратор *12*. Деаэрированная питательная вода питательным насосом *13* нагнетается в парогенератор. Таким образом, второй контур своей паровой частью проходит через реактор. В первом контуре через реактор циркулирует пароводяная смесь. Пар в паронагревательных каналах *6* второго контура менее радиоактивен, поэтому оборудование второго контура (насосы, эжектор) работает в условиях слабой радиоактивности.

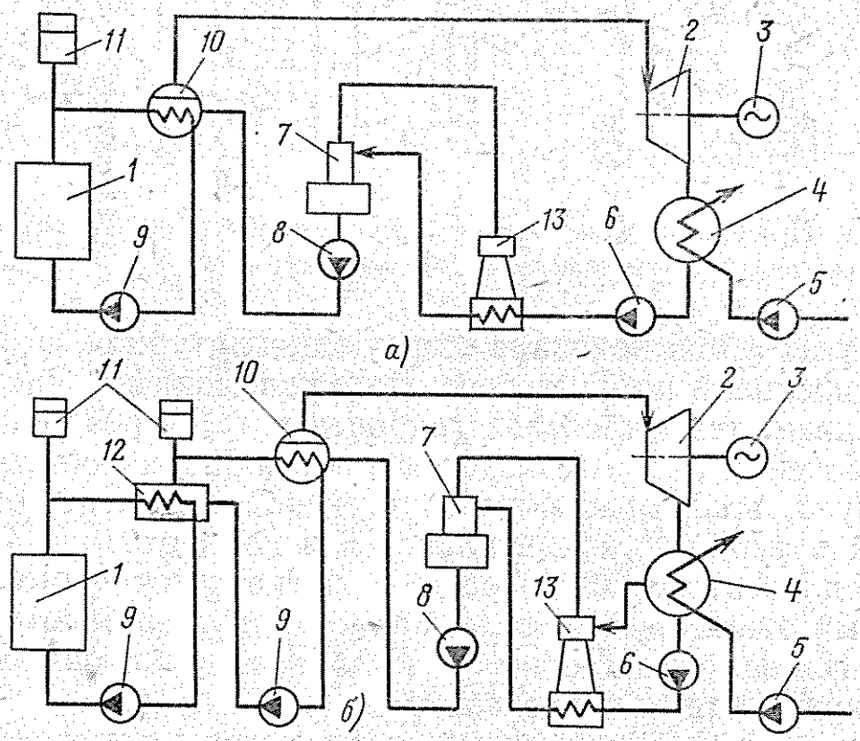


Рис. 9.36. Принципиальные схемы многоконтурных АЭС:

а — двухконтурная; *б* — трехконтурная; *1* — реактор; *2* — паровая турбина; *3* — электрогенератор; *4* — конденсатор; *5* — циркуляционный насос; *6* — конденсатный насос; *7* — деаэратор; *8* — питательный насос; *9* — ГЦН; *10* — парогенератор; *11* — компенсатор объема; *12* — теплообменник; *13* — пароструйный эжектор

В двух- и трехконтурных АЭС может применяться жидкий или газообразный теплоноситель. В случае двухконтурной АЭС с водяным теплоносителем в первом реакторном контуре циркуляция обеспечивается ГЦН, работающим аналогично ГЦН в не полностью двухконтурной АЭС. Давление в реакторном контуре с водяным теплоносителем достигает на некоторых АЭС 20 МПа. Давление в контуре

поддерживается с помощью компенсаторов объема и необходимо для предотвращения вскипания теплоносителя.

Схема двухконтурной АЭС с водяным теплоносителем представлена на рис. 9.36,*а*. ГЦН *9* подает теплоноситель (воду) в реактор *1*. Образовавшийся в реакторе пар поступает в парогенератор *10*, где конденсируется и возвращается на всасывание ГЦН. Напор ГЦН рассчитывается на преодоление динамических потерь в реакторном контуре. Давление в контуре, как отмечалось, поддерживается компенсатором объема *11*. Пар, образовавшийся в парогенераторе, поступает во второй контур, который не имеет радиоактивной части, поэтому требования к оборудованию второго контура такие же, как к оборудованию ТЭС.

Трехконтурные схемы (рис. 9.36,*б*) применяется на АЭС с быстрыми реакторами, где в качестве теплоносителя применяется, как правило, жидкий натрий, активно реагирующий с водой. Для исключения в аварийных условиях контакта радиоактивного натрия с водой вводится промежуточный второй контур. Циркуляция теплоносителей радиоактивного жидкого натрия (первый контур) и жидкого натрия второго контура обеспечивается соответственно ГЦН-1 и ГЦН-2. Давление в контурах поддерживается с помощью

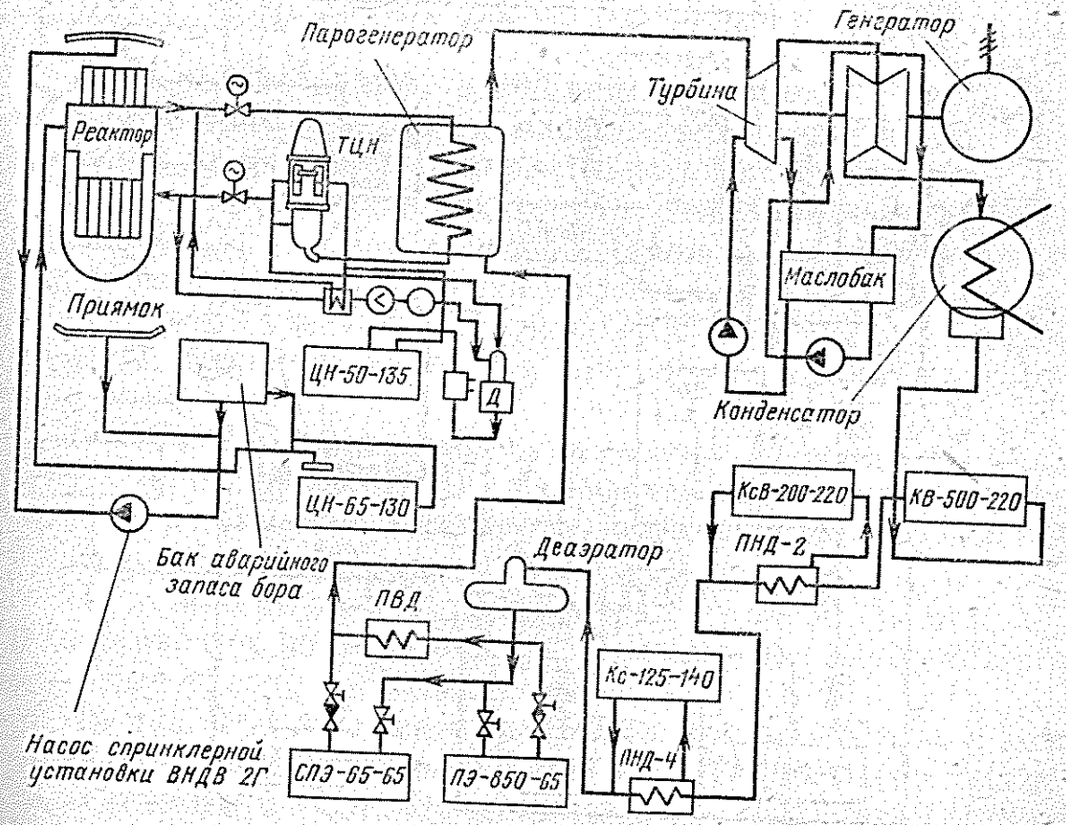


Рис. 9.37. Насосное оборудование для блока ВВЭР-440

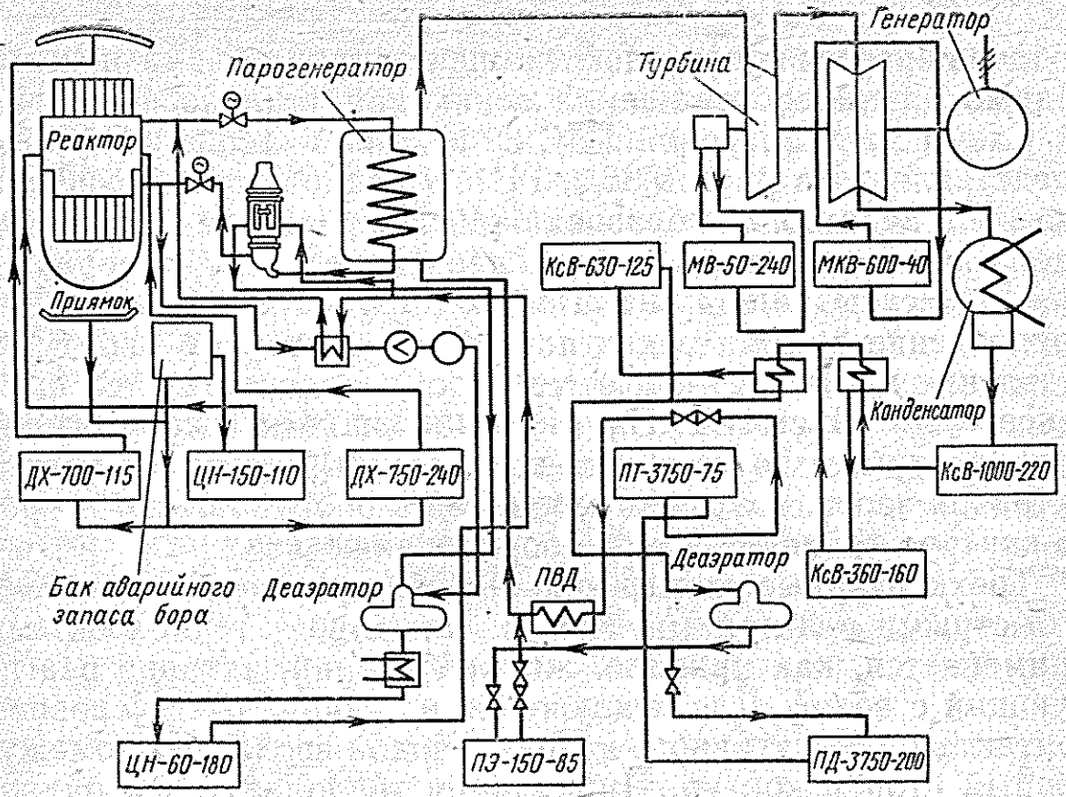


Рис. 9.38. Насосное оборудование для блока ВВЭР-1000

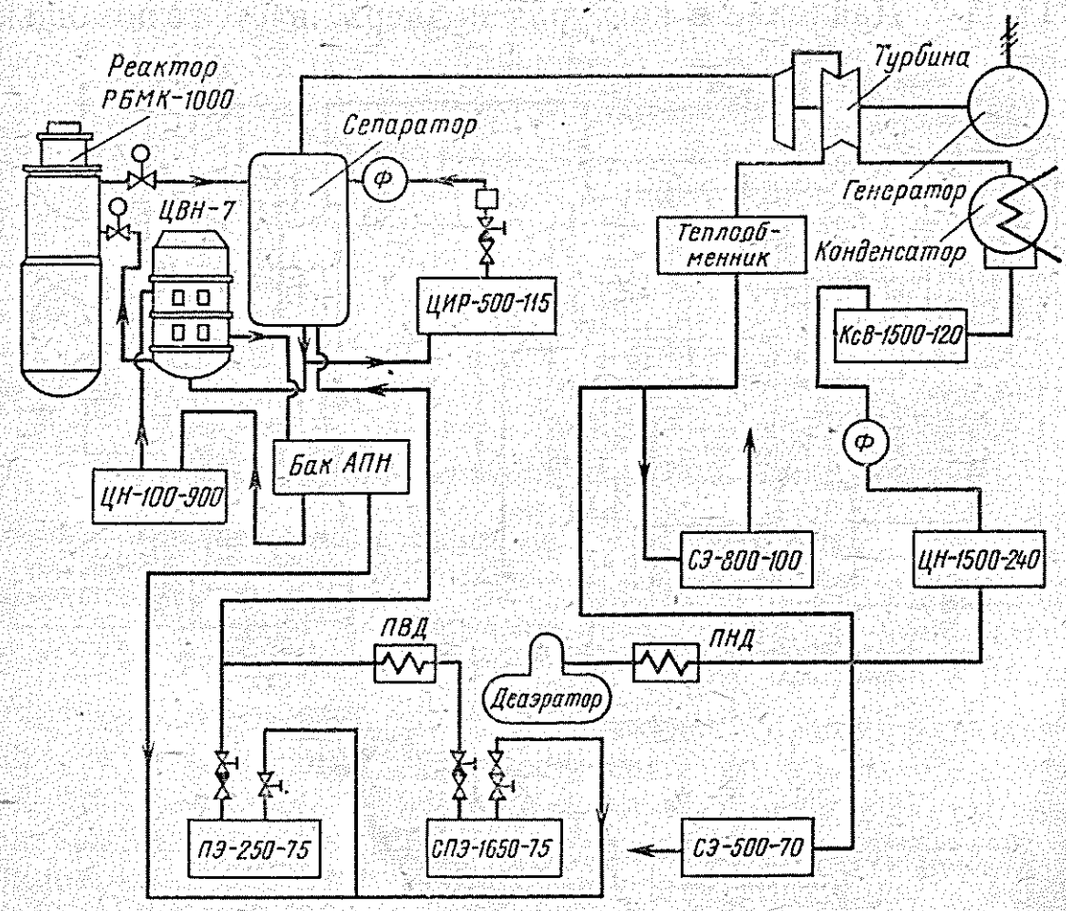


Рис. 9.39. Насосное оборудование для блока РБМК-1000

инертного газа (аргона) в компенсаторах объема на относительно невысоком уровне (0,15 МПа в первом контуре).

9.14.2. Основное насосное оборудование АЭС

В табл. 9.12 приведены параметры реактора, рабочего тела и ГЦН. Конструктивные особенности насосного оборудования определяются назначением, условиями работы и параметрами перекачиваемой среды.

Насосы различных схем основного, энергетического цикла АЭС представляют, как правило, лопастные машины. В вакуумных системах конденсаторов паровых турбин используют пароструйные эжекторы. Наиболее ответственными насосными установками являются главные *циркуляционные насосы* (ГЦН). На большинстве действующих АЭС это водяные насосы. На АЭС с реакторами на быстрых нейтронах могут быть натриевые ГЦН. Они потребляют от 1 до 4% мощности, вырабатываемой на АЭС.

На рис. 9.37—9.39 приведены схемы отечественных энергоблоков ВВЭР-440, ВВЭР-1000 и РБМК-1000, работающих по двухконтурному принципу с указанием типов применяемых насосов.

9.15 Главные циркуляционные насосы АЭС

9.15.1. Герметичные насосы для воды

ГЦН обеспечивают циркуляцию теплоносителя через активную зону реактора и, следовательно, они работают в условиях наибольшей радиоактивности и температуры.

Высокая радиоактивность воды и частичный ее радиолиз в условиях облучения, ее коррозийная активность приводят к требованию герметичности насосов, а также надежного, с минимальной утечкой, уплотнения зазоров между корпусом и валом. Высокое давление в контуре определяет конструкцию уплотнений.

В табл. 9.12 приведены данные по ГЦН на АЭС СССР с реакторами типа ВВЭР. Создаваемый насосами напор позволяет применить одноступенчатую конструкцию с одним рабочим колесом.

По условиям лучшей компоновки, удобства монтажа и обслуживания наибольшее распространение получили герметичные насосы вертикального типа.

На рис. 9.40 показан пример выполнения бессальникового ГЦН в герметичном исполнении. Такой насос оказался надежным в эксплуатации. Однако его недостатками являются: существенно меньший КПД (60 — 65%, что на

Таблица 9.12. **Насосные установки АЭС**

Показатель	Тип реактора			
	ВВЭР-210	ВВЭР-365	ВВЭР-440	ВВЭР-1000
Электрическая мощность блока, МВт	210	365	440	1000
Давление в корпусе реактора, МПа	10	10,5	12,5	16
Температура воды на входе в реактор, К	325	525	541	562
То же на выходе из реактора, К	546	553	574	595
Расход воды через реактор, м³/ч	36 500	49 500	39 000	76 000
Число петель главного реакторного контура, шт.	6	8	6	4
Подача ГЦН, м³/ч	$6{,}1\cdot10^3$	$6{,}2\cdot10^3$	$6{,}5\cdot10^3$	$19\cdot10^3$
Напор ГЦН, м	40	50	50	84
Потребляемая ГЦН мощность, кВт	1650	1930	2260	4300
Скорость воды, м/с:				
в главных трубопроводах	7,7	10,0	9,6	9,3
во входных патрубках	9,3	10,0	9,6	9,3
в активной зоне	2,8	4,0	3,5	5,3
Средняя длительность межремонтного периода, ч	5000	20 000	15 000	—

17 — 15% меньше, чем у сальниковых насосов) и высокая стоимость, более сложный ремонт и обслуживание насоса.

На рис. 9.41 представлен герметичный центробежный насос ЦЭН-138. Напор, развиваемый насосом, составляет 70 м вод. ст. при давлении на входе около 10 МПа, подаче 4000 м³/ч и КПД 52 %. Потребляемая мощность около 1400 кВт при частоте вращения 1460 об/мин. В насосе применено рабочее колесо двустороннего всасывания, литое из аустенитной нержавеющей стали. Рабочее колесо *10* и специальная разгрузочная камера, расположенная над рабочим колесом, обеспечивают работу насоса при гидродинамически взвешенном роторе. С целью разгрузки опорных подшипников от неуравновешенных гидродинамических сил выход воды из рабочего колеса осуществляется через двухзаходную спиральную камеру (улитку) *8*.

Главный разъем насоса на диаметре около 1300 мм выполнен самоуплотняющимся с применением клиновой никелевой прокладки. Корпус насоса сварно-литой, изготовлен из упрочненной нержавеющей стали. Всасывающий и нагнетательный патрубки привариваются к трубам первого контура. Ротор насоса вращается в трех радиальных под-

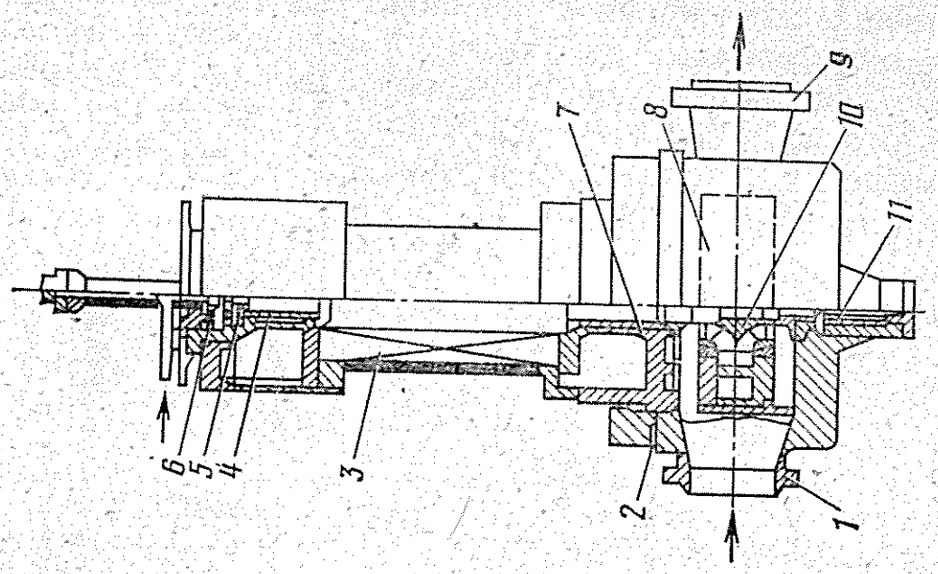
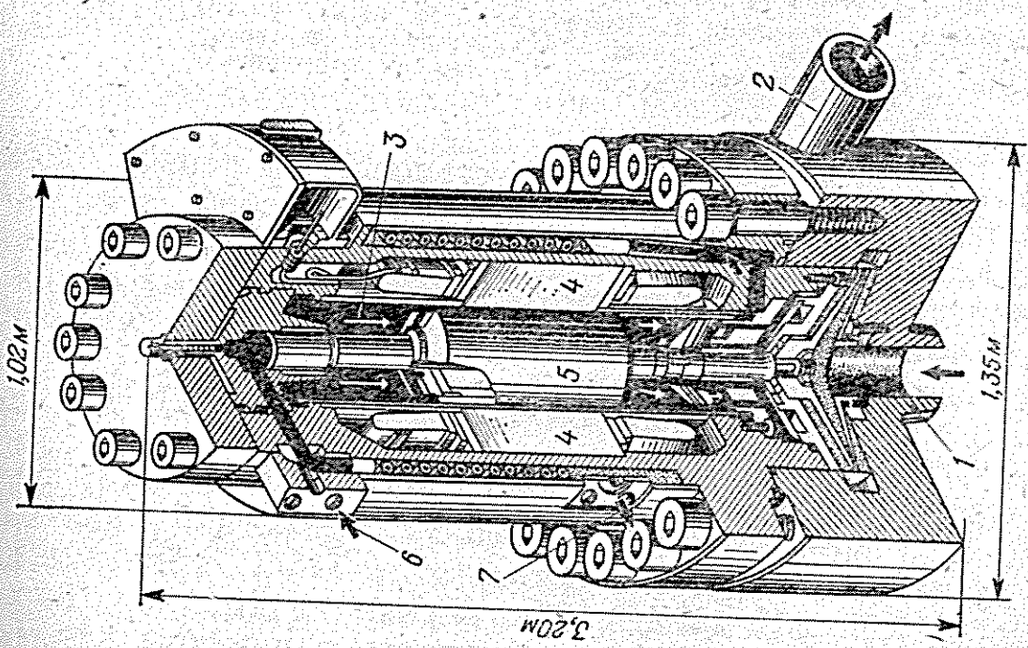


Рис. 9.40. Бессальниковый герметичный насос с подачей 3600 м³/ч:
1 — всасывающий патрубок; *2* — нагнетательный патрубок; *3* — циркуляция охлаждающей воды внутри насоса; *4* — статор; *5* — ротор мотора; *6* и *7* — ввод и вывод охлаждающей воды

Рис. 9.41. Продольный разрез насоса типа ЦЭН-138:
1 — всасывающий патрубок; *2* — главный разъем корпуса насоса; *3* — приводной электродвигатель; *4* — верхний радиально-опорный подшипник; *5* — упорный подшипник; *6* — насос с автономного контура охлаждения; *7* — средний радиально-опорный подшипник; *8* — двухзаходная спиральная камера; *9* — нагнетательный патрубок; *10* — рабочее колесо; *11* — нижний радиально-опорный подшипник



шипниках скольжения с водяной смазкой. Вверху вала установлен опорный двусторонний подшипник *4*. Вкладыши опорных и упорных подшипников сделаны из пластмассы К-4, которая выдерживает длительную работу без ремонта. Съемные подшипниковые втулки ротора наплавлены бескобальтовым сплавом ЦН-12.

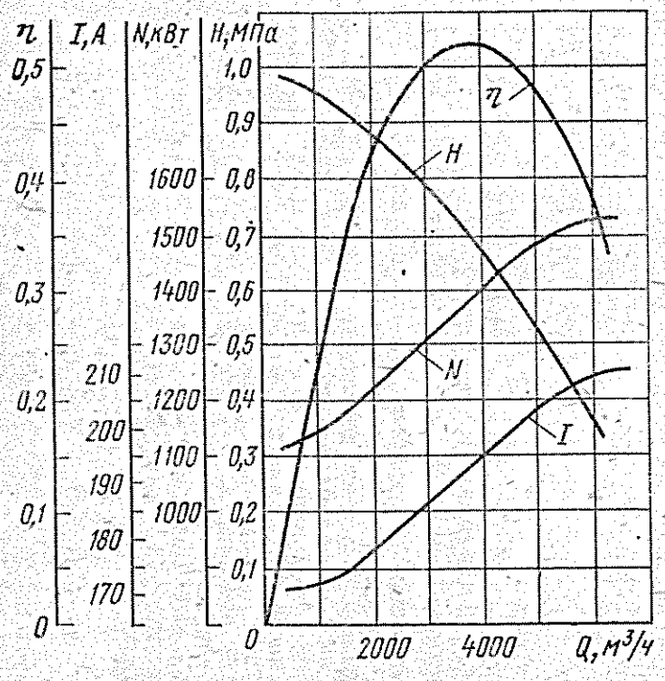


Рис. 9.42.

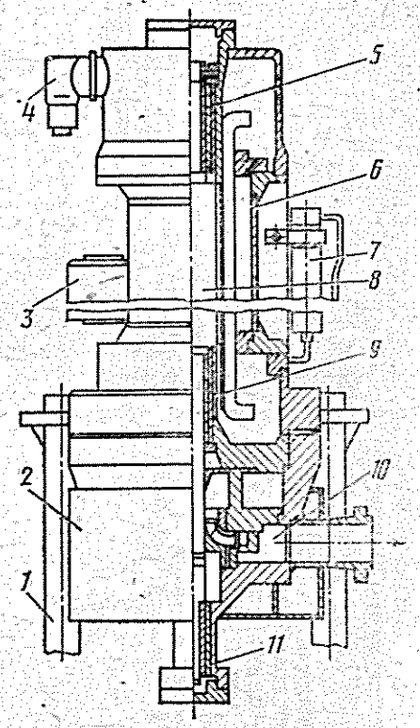


Рис. 9.43.

Рис. 9.42. Характеристика циркуляционного насоса ЦЭН-138 на горячем режиме (t=250 °С)

Рис. 9.43. Продольный разрез насоса ЦЭН-133:

1 — подставка; *2* — обшивка; *3* — вспомогательный насос; *4* — сборка зажимов; *5* — верхний подшипник; *6* — статор; *7* — холодильник; *8* — ротор; *9* — средний подшипник; *10* — гидравлическая часть; *11* — нижний подшипник

Насосный агрегат ЦЭН-138 установлен на первом блоке Нововоронежской АЭС. Он представляет собой сложный агрегат, оснащенный множеством вспомогательных устройств для охлаждения его узлов. Эта система охлаждения требует довольно большой затраты энергии, что снижает КПД насоса.

На рис. 9.42 изображена характеристика ГЦН типа ЦЭН-138.

Центробежный электронасос ЦЭН-133 (рис. 9.43) рассчитан на работу при более высоких параметрах: давление на входе до 16,6 МПа и температура 315 °С, давление на напоре 17,62 МПа, КПД 56 %. В связи с тем, что насос ЦЭН-133 рассчитан на более высокие параметры работы,

его система охлаждения еще сложнее, чем у насоса ЦЭН-138.

В отличие от ЦЭН-138 рабочее колесо ЦЭН-133 одностороннего всасывания. Оно расположено так, что гидравлическое осевое усилие направлено вверх с целью уравновешивания массы ротора. На выходе из рабочего колеса установлен направляющий аппарат. В остальном конструкция ЦЭН-133 аналогична ЦЭН-138. Характеристика насоса ЦЭН-133 приведена на рис. 9.44.

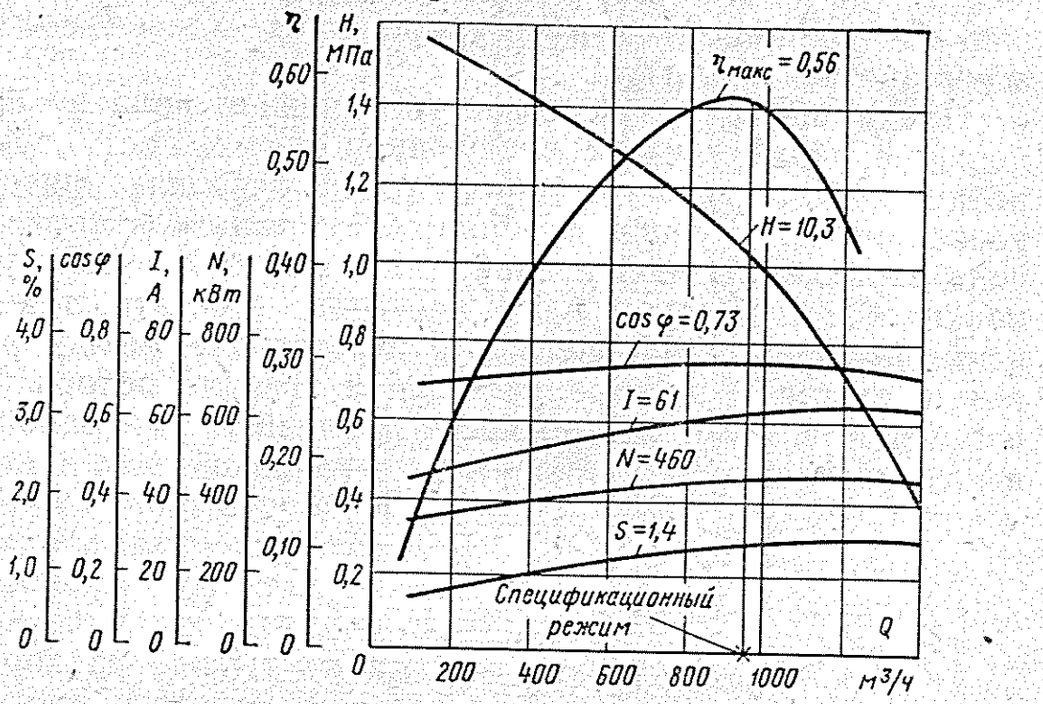


Рис. 9.44. Характеристика циркуляционного насоса ЦЭН-133 при температуре воды на всасывающей стороне 310 °С и давлении 15 МПа (H — напор; η — КПД; N — потребляемая мощность; I — ток; S — скольжение)

В следующей модификации ГЦН-309 произведены некоторые усовершенствования. Изъят нижний радиальный подшипник и применено консольно расположенное одностороннее рабочее колесо с обращенной вниз воронкой, что позволило сделать осевой вывод воды к нему и выполнить нижнюю часть корпуса эллиптической формы, более прочной, чем цилиндрическая с плоским дном. С целью разгрузки от осевого усилия в разгрузочной камере над рабочим колесом установлена специальная крыльчатка, способствующая созданию направленного вверх усилия. Дополнительно выполнена разгрузочная камера над рабочим колесом автономного насоса.

Несмотря на незначительные усовершенствования конструкций герметичных насосов, которые произведены за

последние годы, они сохраняют свои основные недостатки: сложность и высокую стоимость, низкое значение КПД, сложность обслуживания и ремонта.

9.15.2. Насосы для воды с уплотнением вала

Насосы этого типа отличаются от герметичных двумя основными признаками: расположением приводного двигателя вне корпуса насоса и уплотнением вала в местах выхода его из корпуса. Утечка воды через уплотнения может контролироваться и регулироваться. Утечки должны возвращаться в контур.

Преимущества насосов с уплотнением вала по сравнению с герметичными следующие: возможность применения электродвигателя обычного исполнения; приводом насоса может служить турбина; отсутствие контакта привода с радиоактивной средой, что облегчает ремонт установки; более высокий КПД насосного агрегата, так как исключаются потери энергии в перегородке между ротором и статором электродвигателя и трения ротора при вращении в воде; возможность увеличить инерционный выбег ротора насоса, например, установкой маховика.

Недостатками насосов с уплотнением вала являются наличие сложного устройства узла уплотнения вала на выходе из корпуса насоса; наличие протечек, которые необходимо контролировать; необходимость иметь источник воды для обеспечения работы уплотнений.

На рис. 9.45 показана конструкция ГЦН с уплотнением вала типа **ГЦЭН-195.** Этот насос предназначен для

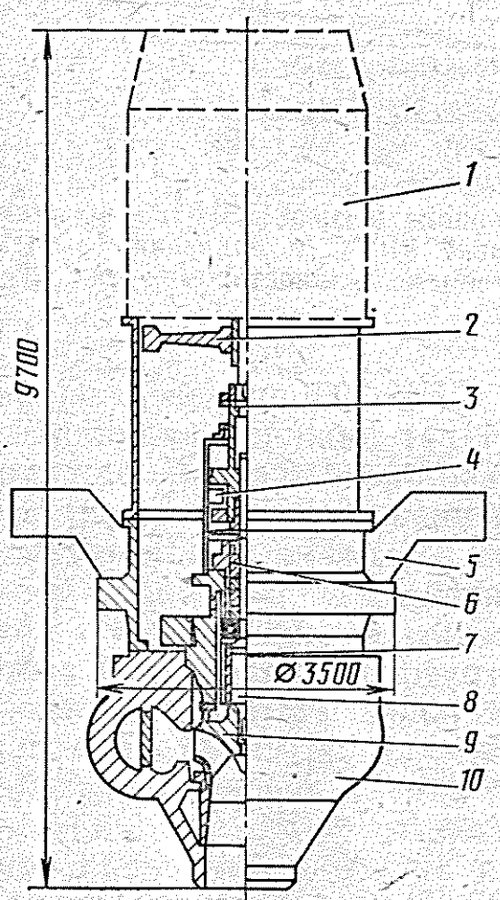
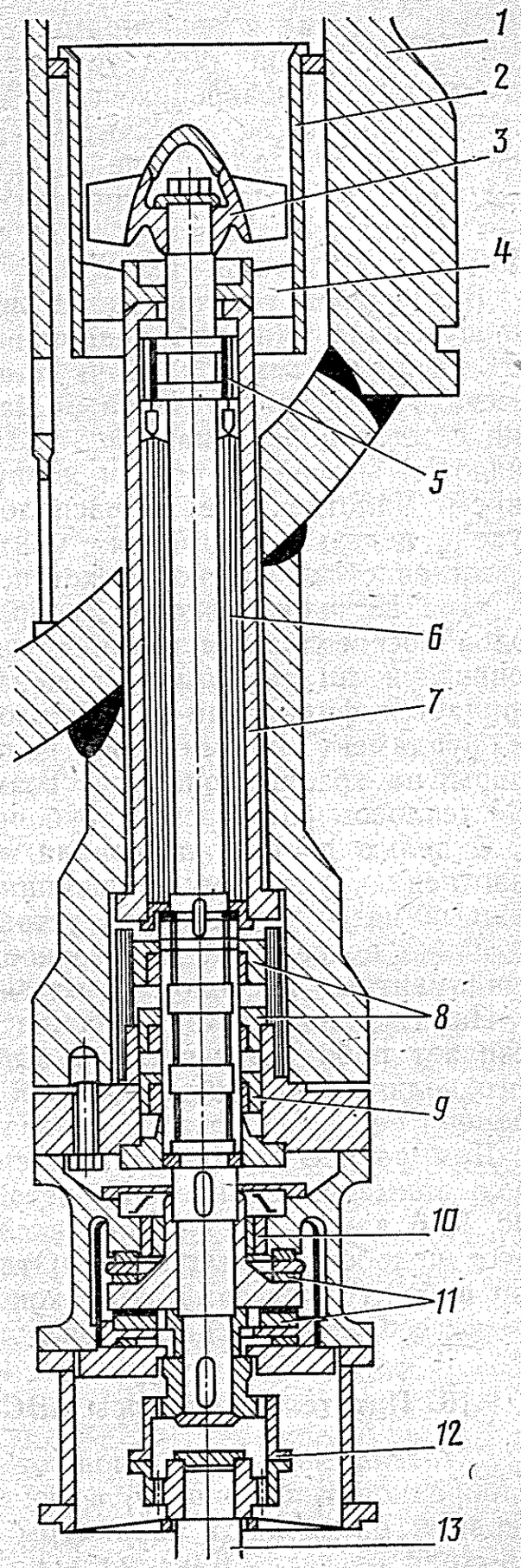


Рис. 9.45. Главный циркуляционный насос с уплотнением вала для реакторов, охлаждаемых водой под давлением, типа ГЦЭН-195:
1 — приводящий электродвигатель; *2* — маховик; *3* — соединительная муфта; *4* — радиально-упорный подшипник; *5* — опорные лапы; *6* — узел уплотнения вала; *7* — нижний радиальный подшипник гидростатического типа; *8* — вал насоса; *9* — рабочее колесо; *10* — корпус насоса

Рис. 9.46. Главный циркуляционный насос с уплотняемым валом для кипящего реактора:
1 — корпус реактора; *2* — корпус насоса; *3* — рабочее колесо насоса; *4* — выпрямляющий аппарат; *5* — верхний радиальный подшипник с водяной смазкой; *6* — изоляция; *7* — опорная труба; *8* — уплотнение вала; *9* — подпорное (заднее) уплотнение; *10* — нижний радиальный подшипник с масляной смазкой; *11* — упорный подшипник двустороннего действия; *12* — зубчатая муфта; *13* — вал привода



работы в схеме с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением. Такой насос установлен, в частности, на пятом блоке Нововоронежской АЭС с реактором типа ВВЭР-1000. Насос рассчитан на обеспечение напора 103 м вод. ст. при подаче 19 000 м³/ч воды с температурой 300 °С и частоте вращения 1000 об/мин. Потребляемая мощность составляет 5000 кВт при КПД насоса вместе с электродвигателем 0,8.

Вал насоса установлен на двух радиально-опорных подшипниках. Нижний подшипник гидростатического типа с водяной смазкой. Циркуляция воды через него осуществляется вспомогательным насосом. Верхний подшипник с масляной смазкой — скользящего типа, конструктивно он объединен общим корпусом с упорным подшипником. Уплотнение вала расположено в отдельном корпусе с целью облегчения монтажно-ремонтных работ. Уплотнение выполнено трехступенчатым торцово-щелевого типа на гибкой опоре. Запирающей нерадиоактивной водой обеспечивается питание уплотнения специальными подпиточными насосами. От механических примесей вода очищается фильтрами-гидроциклонами. Насос опирается на фундамент лапами через подвижные гидравлические опоры, на которых он имеет возможность перемещаться при тепловом расширении трубопроводов.

С целью доступа персонала во время работы ГЦН к уплотнению, упорному подшипнику и электродвигателю каждый насос может быть установлен в отдельном герметичном боксе так, что его корпус располагается под фундаментным настилом (биологической защитой).

На валу насоса смонтирован маховик, который обеспечивает работу агрегата на выбеге и подачу необходимого количества воды в реактор в течение определенного времени после отключения приводящего двигателя.

Для работы с водоохлаждаемыми кипящими реакторами применяются насосы, встроенные в реактор. На рис. 9.46 дан пример такого насоса. По компоновке этот насос подобен предыдущему. Отличается он только формой рабочего колеса. В этой конструкции применено осевое колесо, направление потока нисходящее.

9.16. Питательные насосы АЭС

Питательные насосы подают нерадиоактивную или слаборадиоактивную воду, и поэтому их конструкцию в основном определяют параметры воды на входе в насос и выходе из него. Максимальное давление в напорной

магистрали на современных АЭС обычно не более 9 МПа. Подача питательных насосов на АЭС, наоборот, больше, чем на ТЭС, и достигает 4000 м³/ч.

Для питания парогенераторов энергоблоков АЭС в нормальных и аварийных режимах применяются питательные насосы типов СПЭ-65-56; ПЭ-150-85; ПЭ-250-75; ПЭ-850-65; СПЭ-1650-75; ПТ-3750-75. Основные параметры этих насосов приведены в табл. 9.13. Конструктивное исполнение таких насосов аналогично однокорпусным питательным насосам ТЭС (см. рис. 9.3).

Таблица 9.13. **Технические характеристики питательных насосов АЭС**

Параметр	СПЭ-65-56	ПЭ-150-85	ПЭ-250-75	ПЭ-850-65	СПЭ-1650-75	ПТ-3750-75	ПТ-3750-200
Подача, м³/ч	65	150	250	850	1650	3750	3750
Напор, м	580	910	830	714	830	—	—
Допустимый кавитационный запас, м ст. жидкости	9	11	9	9	15	—	20
Температура перекачиваемой жидкости, °С	159	165	165	159	169	165	165
Частота вращения, об/мин	2970	2970	2975	2975	2895	3500	1800
Мощность насоса, кВт	144/163	480	686	1880	4100	9200	2460
Масса насоса, кг	1250	2920	2565	5135	9000	18 000	6000

Примечание. СПЭ — специальный питательный насос.

Отличием насосов ПЭ-850 и СПЭ-1650 является применение комбинированной первой ступени с предвключенным осевым колесом. Применение такой ступени дает возможность уменьшить высоту расположения деаэратора или отказаться от применения бустерного насоса. Предвключенное колесо обеспечивает бескавитационную работу центробежной ступени. Колесо выполнено из стойкой против кавитационного разрушения хромистой стали с увеличенным зазором по внешнему диаметру.

Насос и электродвигатель установлены на отдельных фундаментных плитах и соединены между собой зубчатыми муфтами.

На АЭС с реакторами ВВЭР-1000 применяется питательный турбонасосный агрегат ПТ-3750-100 с приводом от конденсационной турбины. Главный насос непосредственно соединен с турбиной, а предвключенный насос ПД-750-200 — через понижающий редуктор.

Насос ПТ-3750-75 двухкорпусный, трехступенчатый. В насосе предусмотрен отбор от первой ступени. В отличие от насоса ПЭ-600-300 для уравновешивания осевого усилия предусмотрен разгрузочный барабан и двусторонний упорный подшипник Митчела. Входной и напорный патрубки направлены по оси вертикально вниз и имеют разделку для приварки трубопроводов.

Предвключенный одноступенчатый насос ПД-750-200 с рабочим колесом двустороннего входа.

На одноконтурных АЭС питательные насосы снабжаются двойными сальниками с отводом протечек из промежуточной полости в дренажный бак, откуда вода после очистки возвращается в цикл.

Питательные центробежные насосы выбираются на полный расход. Все насосы должны быть однотипными. Для каждой установки обязателен один резервный питательный насос.

Критерии выбора типа привода питательных насосов на АЭС те же, что на ТЭС. Трубопривод для АЭС имеет еще одно преимущество. В случае аварийного обесточивания питания реактора продолжается почти до его полного расхолаживания за счет снабжения приводной турбины свежим паром. Все остальные насосы АЭС (технического водоснабжения, масляные, вакуумные, насосы химической доочистки и т. п.) не имеют принципиальных отличий от рассмотренных выше конструкций насосов, используемых на ТЭС.

9.17. Правила техники безопасности при обслуживании насосов ТЭС и АЭС

Повышение мощности и начальных параметров энергетических установок привело к усложнению обслуживания насосного оборудования электростанций. При обслуживании насосов должны строго соблюдаться правила техники безопасности. Обслуживающий персонал должен быть одет в хорошо подогнанную спецодежду, не имеющую развевающихся частей, которые могут быть захвачены вращающимися деталями насосов. Обслуживающий персонал не имеет права производить на работающем агрегате или агрегате, находящемся в резерве, какие-либо ремонтные работы. При обтирке насосов и их электродвигателей нельзя наматывать обтирочные тряпки на руки.

Персоналу, обслуживающему насосы, *категорически запрещается*:

1) снимать и устанавливать во время работы насоса ограждения валов и муфт;

2) снимать защитные заземления с электродвигателя независимо от того, работает насос или нет. Защитное заземление может быть отсоединено только после вывода электродвигателя в ремонт, снятия с него напряжения и отсоединения питающего кабеля;

3) касаться руками или с помощью каких-либо предметов вращающихся частей установки.

Запрещается допускать к насосам лиц, не имеющих право на обслуживание этих насосов.

При обнаружении свищей через фланцы, сварные стыки должны быть приняты меры к ограждению опасной зоны, должны быть вывешены плакаты: «Опасная зона». Размеры опасной зоны должен определить начальник смены цеха. В опасной зоне должны быть прекращены все виды работ, приняты меры к выводу из нее персонала, необходимо доложить об этом вышестоящему оперативному лицу.

Подготовка насосов к ремонту должна выполняться согласно условиям работ, указанным в наряде. При этом агрегат должен быть остановлен, его запорная арматура (задвижки и вентили) установлена в положение, обеспечивающее безопасное проведение работы. Приводы арматуры должны быть заперты на замки при помощи цепей или других устройств, исключающих ошибочные действия персонала. На отключенных приводах и пусковом устройстве механизма должны быть вывешены запрещающие плакаты, а на месте производства работы плакат: «Работать здесь».

При необходимости одновременной работы на насосе и электродвигателе производитель работ должен произвести расцепление полумуфт механизма и электропривода.

При несчастном случае или возникновении опасности персонал, производящий ремонт и обслуживание оборудования, обязан немедленно оказать пострадавшему первую помощь или принять меры по предупреждению несчастного случая (остановить насосный агрегат, снять напряжение, отключить подачу пара на турбонасос и т. п.), вызвать старшего по смене или руководителя ремонтных работ и в дальнейшем действовать по его указанию.

Насосное оборудование, расположенное в радиоактивной зоне, должно иметь пробоотборные точки для проведения анализов на радиоактивность. Насосы, располо-

женные в «чистой» зоне, которые при аварийных режимах могут подвергаться радиоактивному загрязнению, должны периодически контролироваться на радиоактивность.

9.18. Каталоги на насосы

Типы насосов, количество их типоразмеров и параметры работы устанавливаются соответствующими Государственными стандартами (ГОСТ). ГОСТ 8337-57 устанавливает два типа консольных одноступенчатых насосов: К — с горизонтальным валом и отдельной стойкой; КМ — с горизонтальным валом, моноблочные, с электродвигателем (корпус насоса крепится к корпусу двигателя). Насосы серий К и КМ — общего назначения для подачи чистой воды с температурой до 105° С. Подача консольных насосов изменяется в пределах 0,0125—0,1 м³/с, напор 18,5—288 м. Шифр насосов начинается с цифры, обозначающей диаметр входного патрубка, мм, деленный на 25, затем после буквы (К или КМ) через черту следует цифра, обозначающая значение частоты вращения, деленной на 10 (в системе МКС — с числовым коэффициентом 3,65). Например, насос $1^1/_2$К6 — консольный с диаметром входного патрубка $1{,}5\times25=37{,}5$ мм и частотой вращения $n_s=60$. Насосы типов К и КМ используются на электростанциях как вспомогательные, для откачки, различных дренажей, подпиточные и т. п.

ГОСТ 10272-73 устанавливает ряд и параметры работы насосов с двусторонним подводом жидкости. Шифр насосов составлен так же, как и для консольных насосов, только с буквой Д. Подача насоса с двусторонним подводом изменяется от 0,03 м³/с (насос 6Д-6) до 3,6 м³/с (насос 48Д-22). ГОСТ регламентирует также КПД насосов от 0,73 для 6Д-6 до 0,88 для 48Д-22. Последние номера насосов (например, 48Д-22) могут применяться на ТЭС в качестве циркуляционных насосов.

Имеются также стандарты на питательные насосы (ГОСТ 22337-77), центробежные конденсатные (ГОСТ 6000-79), центробежные сетевые (ГОСТ 22465-77), центробежные нефтяные (ГОСТ 23447-79), центробежные для химических производств (ГОСТ 10168-75), центробежные одноступенчатые горизонтальные химические из керамических материалов и эпоксидных смол (ГОСТ 22570-77), насосы шестеренные (ГОСТ 190027-73), паровые прямодействующие насосы (ГОСТ 11376-71), трехплунжерные (дозировочные) насосы (ГОСТ 19028-73)

и др. Изготавливаются насосы на следующих отечественных заводах: питательные насосы для мощных энергоблоков на Ленинградском металлическом заводе (ЛМЗ), Сумском насосном заводе (СНЗ) и ленинградском заводе «Экономайзер». Конденсатные насосы — на СНЗ и Щелковском насосном заводе. Небольшие питательные насосы типов ПЭ270-150 и ПЭ500-180, а также консольные выпускает бердянский завод «Южгидромаш». Завод «Уралгидромаш» выпускает осевые циркуляционные насосы.

Насосы-дозаторы изготовляются на рижском заводе «Ригахиммаш», а центробежные насосы с двусторонним подводом производят СНЗ и Московский насосный завод им. М. И. Калинина. В каталогах-справочниках на насосы указаны основные технические данные и оптовые цены выпускаемых нашей промышленностью насосов. Выбор требуемого насоса производится по каталогам-справочникам. Имеются также необходимые технические данные электродвигателей к насосам.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие основные требования предъявляются к насосам ТЭС?
2. Назначение питательного насоса в тепловой схеме ТЭС.
3. Как осуществляется разгрузка осевого усилия ротора питательного насоса?
4. Перечислите основные преимущества турбинного привода питательного насоса перед электроприводом.
5. Чем обусловлено разделение питательного насоса на бустерный и основной? В каких случаях это делается?
6. Назовите виды кольцевых уплотнений питательных насосов.
7. Назначение гидромуфт питательных установок.
8. Требования, предъявленные к конденсатным насосам.
9. Основные особенности работы насосов циркуляционного водоснабжения.
10. Какие насосы используются для перекачки химически агрессивных жидкостей?
11. Основные типы береговых насосных станций.
12. Каковы особенности работы насосов АЭС?
13. Какие вы знаете разновидности главных циркуляционных насосов АЭС?
14. Каковы различия в конструкции питательных насосов ТЭС и АЭС?
15. Порядок вывода насосной установки в ремонт.
16. Назовите основные данные, перечисленные в каталогах на насосы.

Глава десятая

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Программа лабораторного практикума в соответствии с объемом излагаемого курса включает следующие работы: 1) определение вязкости жидкости при помощи вискозиметра Энглера; 2) снятие пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения; 3) определение числа Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения; 4) экспериментальное определение коэффициента линейного гидравлического сопротивления и коэффициентов местных сопротивлений; 5) исследование истечения жидкости через различные отверстия и насадки; 6) снятие характеристики центробежного насоса.

10.1. Лабораторная работа № 1. Определение вязкости жидкости при помощи вискозиметра Энглера

Вискозиметр Энглера[1] (рис. 10.1) состоит из латунного цилиндрического сосуда *1*, помещенного в водяную ванну *2*. К сферическому дну сосуда *1* припаяна латунная цилиндрическая трубка *3*, в которую вставлена платиновая трубочка-насадок *4*.

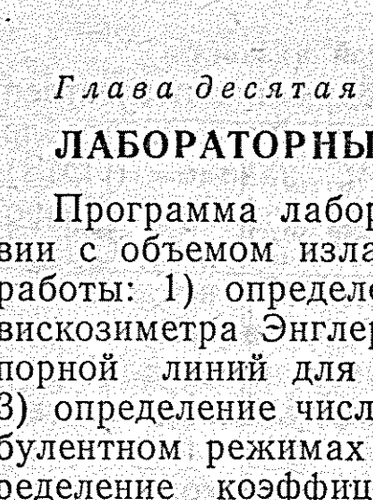


Рис. 10.1. Схема вискозиметра Энглера

Перед проведением опыта отверстие насадка закрывают стопорным стержнем *5* и в резервуар *1* наливают 200 см³ исследуемой жидкости. Подогревая или охлаждая водяную ванну, можно получить необходимую температуру исследуемой жидкости (измеряемую термометром *6*), при которой определяется вязкость. Эта температура во время опыта подерживается постоянной. Затем поднятием стопорного стержня открывают отверстие насадка и по секундомеру отмечают время t истечения всего объема исследуемой жидкости. Таким же образом определяют время t_c истечения 200 см³ стандартной жидкости — дистиллированной воды при температуре 20 °С (часто эта величина указывается в паспорте вискозиметра).

Отношение t/t_c, как отмечалось в § 1.3, характеризует величину вязкости жидкости и называется относительной вязкостью. Эта вязкость выражается в так называемых условных градусах Энглера (°Е).

По стандарту единица измерения относительной вязкости называется градусом условной вязкости (обозначается °ВУ), который численно равен градусу Энглера.

Для перевода вязкости, измеренной в градусах Энглера, в кинематическую пользуются формулой (1.12). В табл. 10.1 приведены рекомендованные стандартом значения кинематической вязкости в зависимости от условной вязкости (°ВУ).

Для перевода более высоких значений условной вязкости применяют формулу $\nu = 7{,}4 \cdot 10^{-6}$ °ВУ, где ν — в м²/с.

[1] Следует отметить, что еще в 1752 г. М. В. Ломоносов изобрел «инструмент для исследования вязкости жидких материй по числу капель». По своей идее вискозиметр Энглера по существу аналогичен прибору М. В. Ломоносова.

Таблица 10.1. **Таблица пересчета условной вязкости в кинематическую**

Условная вязкость, °ВУ	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с	Условная вязкость, °ВУ	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с	Условная вязкость, °ВУ	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с	Условная вязкость, °ВУ	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, м²/с
1,0	1,0	2,00	11,4	4,00	28,4	8,00	59,0
1,10	2,0	2,20	13,5	4,25	30,4	8,50	62,8
1,20	3,0	2,40	15,2	4,50	32,4	9,00	66,6
1,40	5,1	2,60	17,0	4,75	34,2	10,0	74,0
1,50	6,2	2,80	18,7	5,00	36,2	11,0	81,0
1,60	7,3	3,00	20,4	5,50	40,0	12,0	89,0
1,70	8,3	3,20	22,0	6,00	43,8	13,0	96,0
1,80	9,4	3,60	25,3	6,50	47,6	14,0	104,0
1,90	10,4	3,80	26,9	7,00	51,5	15,0	111,0

10.2. Лабораторная работа № 2. Снятие пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения

Лабораторная установка состоит (см. рис. 2.14) из напорного бачка и круглой трубы, составленной из труб различного сечения с диаметрами d_1, d_2 и d_3 и площадями S_1, S_2 и S_3. Из каждого сечения выведены по две трубки: пьезометрическая и Пито (см. § 2.4). Выводы от всех пьезометрических трубок и трубок Пито смонтированы над трубой на общем щите с миллиметровой шкалой

для отсчета высоты уровня в трубках. Все трубки имеют общий нуль отсчетов.

Расход в трубе регулируется или краном в конце трубы, или поддержанием постоянного уровня в напорном бачке путем постоянного открытия регулирующего приток крана.

Значение расхода определяется наполнением мерника объемом V или взвешиванием на весах объема в мернике, поступившего за время t (см. § 2.5).

Таблица 10.2. **Форма записи результатов опыта и расчетов**

Номер сечения	z, м	Показания пьезометров $p/\rho g+z$, м	Показания трубки Пито, м	Объем жидкости в мернике V, м³	Время наполнения мерника t, с	Расход $Q=V/t$, м³/с	Диаметр d, м	Площадь сечения S, м²	Скорость $w=Q/S$, м/с	$\frac{w^2}{2g}$	Теоретическое значение $\frac{p}{\rho g}+z+\frac{w^2}{2g}$

Учащимся задаются значения диаметров d_1, d_2 и d_3 в трех сечениях и координаты z_1, z_2 и z_3 центров трех рассматриваемых сечений. В процессе опыта снимаются показания пьезометрических трубок и показания трубок Пито во всех трех сечениях; показания трубок Пито сопоставляются с их теоретическим значением $p/\rho g+z+w^2/2g$.

По данным $p/\rho g, z$ и показаниям трубок Пито строятся пьезометрическая линия и линия напоров.

Все вычисления сводятся в таблицу, составленную по форме табл. 10.2.

10.3. Лабораторная работа № 3. Определение числа Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения

Лабораторная установка для демонстрации режима движения жидкости и определения числа Рейнольдса подробно описана в § 3.3, а детальная ее схема приведена на рис. 3.2.

Лабораторная работа заключается в демонстрации ламинарного и турбулентного режимов при помощи окрашенной струйки, выходящей из наконечника трубки *3*. Раствор краски должен иметь плотность, близкую к плотности воды. В качестве краски применяют раствор марганцовокислого калия или нигрозина.

При ламинарном режиме течения выходящая из наконечника «нить» краски течет по всей трубе ясно выраженной тонкой струйкой, не перемешиваясь, что хорошо подтверждает слоистый характер течения. Величина расхода определяется так же, как и в лабораторной работе № 2. После замера расхода воды краны *1* и *2*, регулирующие расход воды, открываются больше, скорость течения в трубе увеличивается. Достигается такой режим течения, при котором краска начинает перемешиваться в потоке по всей ширине трубы, демонстрируя беспорядочный характер течения. Наступает критический режим течения, соответствующий критическому числу Рейнольдса. При этом вторично производится замер расхода воды.

Таблица 10.3. **Зависимость кинематического коэффициента вязкости воды от температуры**

t, °C	$\nu\cdot10^6$, м²/с	t, °C	$\nu\cdot10^6$, м²/с	t, °C	$\nu\cdot10^6$, м²/с
0	1,78	14	1,17	30	0,8
5	1,52	16	1,11	40	0,66
10	1,31	18	1,06	70	0,41
12	1,24	20	1,01	100	0,28

Затем расход воды увеличивается еще больше и наблюдается развитый турбулентный режим течения. При этом также замеряется расход воды.

Таблица 10.4. **Форма записи результатов опыта и расчетов**

Номер опыта	Объем жидкости в мернике V, м³	Время наполнения t, с	Расход Q, м³/с	Площадь сечения трубки S, м²	Скорость течения w, м/с	Температура воды t, °C	Кинематический коэффициент вязкости ν, м²/с	Диаметр трубки d, м	$Re=wd/\nu$

Поскольку критический режим течения в практических условиях опыта уловить бывает достаточно трудно, то по указанию преподавателя опыт вблизи этого расхода может быть повторен несколько раз.

При каждом установленном в опыте режиме движения по величинам V и t определяется расход $Q=V/t$. Зная внутренний диаметр стеклянной трубки *4*, определяют среднюю скорость течения воды по (2.11).

Замерив температуру воды в бачке, по табл 10.3 определяют кинематический коэффициент вязкости ν, после чего вычисляют число Рейнольдса по (3.1) и сопоставляют его с критическим значением числа $Re_{кр}=2320$. Все вычисления сводятся по форме табл. 10.4.

10.4. Лабораторная работа № 4. Экспериментальное определение коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициентов местных сопротивлений

Лабораторная установка состоит (рис. 10.2) из центробежного насоса *А*, нагнетательной линии *Б*, напорного резервуара *Г*, снабженного сливной линией *Д*, опытного участка трубопровода *Е*, приемного резервуара *3* и всасывающей линии *Ж*.

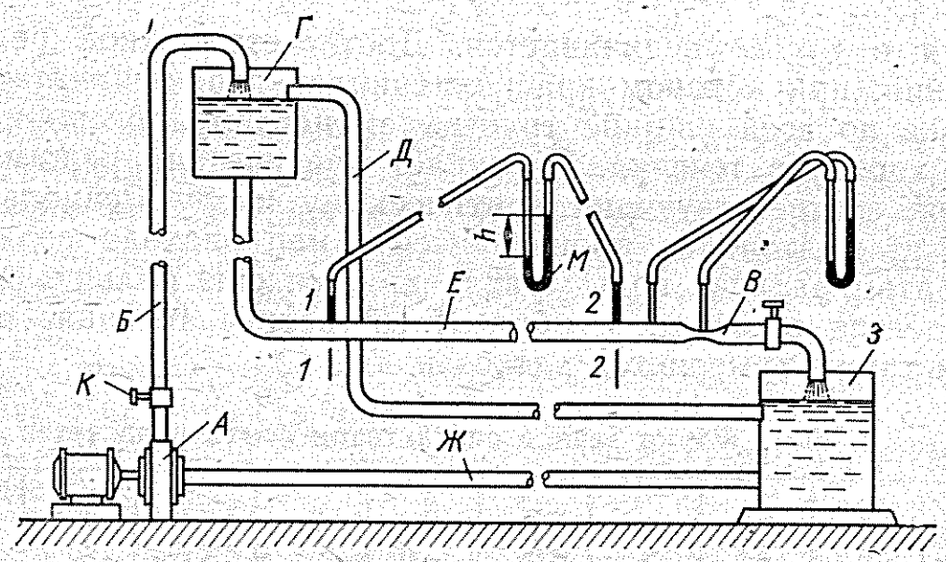


Рис. 10.2. Лабораторная установка для определения коэффициента гидравлических сопротивлений

Во время проведения опытов жидкость насосом подается в напорный резервуар (в котором благодаря наличию сливной линии поддерживается постоянный уровень) и оттуда поступает в трубопровод *Е*. Из трубопровода *Е* жидкость вытекает в приемный резервуар и из него по всасывающей линии забирается насосом. Таким образом, во время опыта жидкость в системе циркулирует непрерывно.

Измерение расхода жидкости Q осуществляется при помощи водомера Вентури *В* (в других случаях расход может быть замерен объемным или весовым способом, для чего между трубопроводом и приемным резервуаром вводится мерный бак).

Потери напора в линиях определяются по показанию дифференциального ртутного манометра *М*. Для большей надежности измерений целесообразно установить два манометра, взаимно контролирующие друг друга. При этом следует иметь в виду, что длина опытного участка трубопровода должна быть взята достаточно большой, так как при малой длине разность уровней в коленах ртутного манометра может оказаться незначительной (в подобных случаях вместо ртутного манометра необходимо применять дифференциальный водяной пьезометр).

При горизонтальном трубопроводе постоянного диаметра напоры на длине l между сечениями трубопровода *1-1* и *2-2*, к которым присоединен дифференциальный манометр, определяются по формуле

$$h_l=\frac{p_1-p_2}{\rho_1}.$$

Зная, что $p_1-p_2=(\rho_{рт}-\rho_1)gh$, где $\rho_{рт}$ — плотность ртути; ρ_1 — плотность движущейся по трубопроводу жидкости; h — разность уровней ртути в манометре, получаем:

$$h_l=h\frac{\rho_{рт}-\rho_1}{\rho_1}.$$

Из формулы Дарси-Вейсбаха (3.6) имеем:

$$\lambda=\frac{2gh_ld}{l_{1\text{-}2}w^2},$$

где потеря напора h_l известна, а средняя скорость может быть вычислена по измеренному расходу жидкости Q:

$$w=\frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Расход и напор измеряют несколько раз при различных скоростях движения жидкости по трубопроводу. После этого вычисляют соответствующее значение коэффициента λ и числа Рейнольдса Re (см. лабораторную работу № 3) и строят кривую изменения коэффициента λ в зависимости от Re.

Для определения коэффициентов местного сопротивления в трубопроводе на фланцах устанавливают исследуемое сопротивление (расширяющийся или суживаю-

Таблица 10.5. **Форма записи результатов опыта и расчетов**

Номер опыта	Разность уровней ртути h, м	Линейные потери напора $h_l = h\frac{\rho_{рт}-\rho_1}{\rho_1}$, м	Диаметр d, м	Расход по Вентури или по мернику, м³/с	Скорость $w=4Q/\pi d^2$, м/с	Коэффициент $\lambda = 2gh_l d/l_{1\text{-}2} w^2$	$\mathrm{Re}=\frac{wd}{\nu}$	Местные потери напора $h_м$, м	Коэффициент $\zeta = 2gh_м/w^2$

Примечание. При необходимости по согласованию с преподавателем табл. 10.5 может быть сделана более подробной за счет введения в нее величин, детально рассмотренных в табл. 10.2 и 10.4.

щийся патрубок, диафрагму, задвижку и т. п.) и аналогично предыдущему определяют полную потерю напора между сечениями *1-1* и *2-2*. Предварительно следует найти потерю напора в этом же трубопроводе, при той же самой скорости движения жидкости, но без местного сопротивления.

Местную потерю напора $h_м$ определяют как разность потерь напора в обоих случаях, после чего из формулы Вейсбаха (3.20) находят коэффициент сопротивления

$$\zeta = \frac{2gh_м}{w^2}.$$

Все вычисления сводят в таблицу по форме табл. 10.5.

10.5. Лабораторная работа № 5. Исследование истечения жидкости через различные отверстия и насадки

Лабораторная установка состоит из напорного бака *1* (рис. 10.3), напор в котором измеряется при помощи пьезометра *2* с мерной рейкой *3*. В боковой стенке бака имеется специальная круглая рамка, в которую вкладываются пластинки с отверстиями различных форм или с насадком.

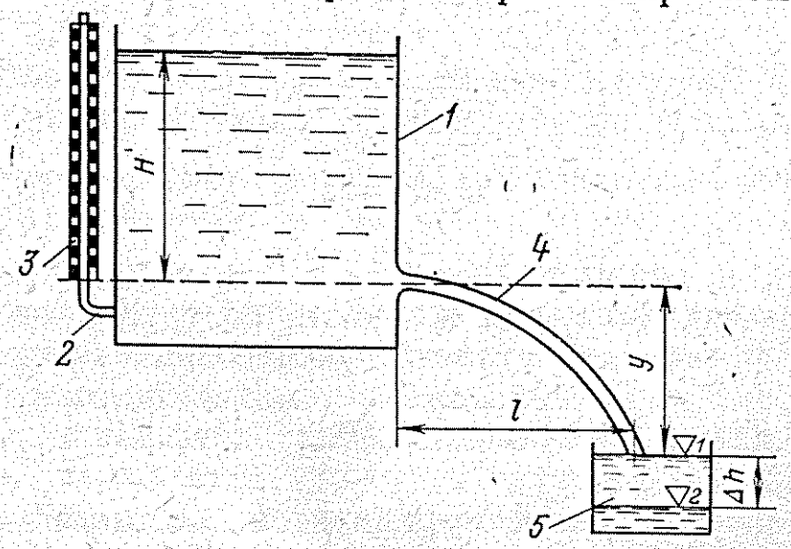


Рис. 10.3. Схема установки для изучения процесса истечения жидкости через отверстия и насадки.

Во время опыта с круглым отверстием демонстрируется форма сечения струи *4*, вышедшей из отверстия, замеряется напор в баке H в начале и конце опыта, замеряется диаметр отверстия d_0 и специальным циркулем замеряется диаметр струи d_1 в ее цилиндрической части (см. § 4.1).

Объемным способом определяется расход через отверстие путем направления струи с помощью специальной трубы-отсекателя в мерный бак *5*. Делая замеры уровня жидкости в начале и конце выбранного для опыта промежутка времени, определяют объем жидкости и ее расход. Коэффициент расхода определяется из уравнения (4.7):

$$\mu = \frac{Q}{S_0\sqrt{2gH_0}},$$

где H_0 — средний за время наполнения мерного бака напор, $H_0 = (H_1+H_2)/2$.

Коэффициент сжатия струи определяется по (4.1), коэффициент скорости — по (4.6).

При опыте с внешним цилиндрическим насадком представляется возможным измерить величину вакуума, образующегося в начале насадка, с помощью опущенной в напорный бак пьезометрической трубки, в которой произойдет подъем уровня на высоту

$$h_в = p_в/\rho g = (0{,}75 \div 0{,}8)\,H.$$

Все записи и вычисления сводятся в таблицу по форме табл. 10.6.

Таблица 10.6. **Форма записи результатов опыта и расчета**

Номер опыта	Форма отверстия	Напор H_1, м	Напор H_2, м	Напор H_0, м	Объем жидкости в мернике V, м³	Время наполнения мерника t, с	Расход $Q=V/t$, м³/с	μ	ε	$\varphi=\mu/\varepsilon$
1	○									
2	□									
3	△									
4	═									

10.6. Лабораторная работа № 6. Снятие характеристики центробежного насоса

Лабораторная установка для проведения этой работы может быть использована та же, что и в лабораторной работе № 4. Дополнениями являются: манометр на нагнетательной линии *Б* перед регулирующим расход вентилем *К* и вакуумметр на всасывающей линии *Ж*. (Как манометр, так и вакуумметр необходимо устанавливать в непосредственной близости от нагнетательного и всасывающего патрубка насоса, чтобы избежать влияния на характеристики насоса потерь на трение при движении жидкости по трубопроводам.)

Таблица 10.7. **Форма записи результатов опыта и расчетов**

Номер опыта	$H_м$, м	$H_в$, м	H, м	$N_а$, Вт	$\eta_э$	N, Вт	Q, м³/с	η

По указанию преподавателя регулирующим вентилем *К* устанавливается определенный расход жидкости через насос. При этом расходе (который в данном случае удобнее замерять по водомеру Вентури) определяются: показания манометра *М* и вакуумметра *В*, электрическая мощность на зажимах электродвигателя, приводящего в действие насос (см. § 7.6). Затем вычисляются напор насоса по формулам (6.2)—(6.5), потребляемая насосом мощность N и коэффициент полезного действия насоса η по формуле (7.16). По данным испытаний строятся графики, характер которых должен соответствовать графикам, изображенным на рис. 7.5.

Все записи и вычисления сводятся в таблицу по форме табл. 10.7.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Коэффициент шероховатости

Категория	Род стенки	n	$1/n$
I	Исключительно гладкие поверхности. Поверхности, покрытые эмалью или глазурью	0,009	111
II	Весьма тщательно остроганные доски, хорошо пригнанные. Лучшая штукатурка из чистого цемента	0,010	100
III	Лучшая цементная штукатурка (1/3 песка). Чистые (новые) гончарные, чугунные и железные трубы, хорошо уложенные и соединенные. Хорошо остроганные доски	0,011	90,9
IV	Неостроганные доски, хорошо пригнанные. Водопроводные трубы в нормальных условиях, без заметной инкрустации, чистые водосточные трубы. Хорошая бетонировка	0,012	83,3
V	Тесовая кладка в лучших условиях, хорошая кирпичная кладка. Водосточные трубы в нормальных условиях. Несколько загрязненные водопроводные трубы	0,013	76,9
VI	Загрязненные трубы (водопроводные и водосточные), бетонировка каналов в средних условиях	0,014	71,4
VII	Средняя кирпичная кладка, облицовка из тесаного камня в средних условиях. Значительно загрязненные водостоки. Брезент по деревянным рейкам	0,015	66,7
VIII	Хорошая бутовая кладка, старая (расстроенная) кирпичная кладка. Сравнительно грубая бетонировка. Исключительно гладкая, хорошо разработанная скала	0,017	58,8
IX	Каналы, покрытые толстым, устойчивым илистым слоем. Каналы в плотном лессе и в плотном мелком гравии, затянутые сплошной илистой пленкой	0,018	55,6
X	Средняя (вполне удовлетворительная) бутовая кладка. Булыжная мостовая. Каналы, чисто высеченные в скале. Каналы в лессе, плотном гравии, плотной земле, затянутые илистой пленкой (в нормальном состоянии)	0,020	50,0

Категория	Род стенки	n	$1/n$
XI	Каналы в плотной глине. Каналы в лессе, гравии, земле, затянутые несплошной (местами прерываемой) илистой пленкой. Большие земляные каналы, находящиеся в условиях содержания и ремонта выше средних	0,0225	44,4
XII	Хорошая сухая кладка. Большие земляные каналы в средних условиях содержания и ремонта и малые — в хороших. Реки в благоприятных условиях (чистое прямое ложе со свободным течением, без обвалов и глубоких промоин)	0,025	40,0
XIII	Земляные каналы, большие — в условиях содержания и ремонта ниже средней нормы, малые в средних условиях	0,0275	36,4
XIV	Земляные каналы в сравнительно плохих условиях (например, местами с водорослями, булыжником или гравием по дну). Заметно заросшие травой каналы, с местными обвалами откосов. Реки в благоприятных условиях течения	0,030	33,3
XV	Каналы, находящиеся в весьма плохих условиях (с неправильным профилем, заметно засоренные камнями и водорослями). Река в сравнительно благоприятных условиях, но с некоторым количеством камней и водорослей	0,035	28,6
XVI	Каналы в исключительно плохих условиях (значительные промоины и обвалы, заросли камыша, густые корни, крупные камни по руслу). Реки при дальнейшем ухудшении условий течения (по сравнению с предыдущими пунктами), с большим количеством камней и водорослей, извилистое ложе с небольшим количеством промоин и отмелей и т. д.	0,40 и больше	25,0 и меньше

Приложение 2

Величины C, λ и K для труб круглого сечения

d, м	C	λ	K, м³/с
0,05	44,79	0,0391	0,00987
0,075	47,45	0,0349	0,0287
0,1	49,46	0,0321	0,0614
0,125	51,07	0,0301	0,1108
0,15	52,42	0,0286	0,1794
0,2	54,62	0,0263	0,3837
0,25	56,4	0,0247	0,6921
0,3	57,9	0,0234	1,1206
0,35	59,18	0,0224	1,6842

d, м	C	λ	K, м³/с
0,4	60,31	0,0216	2,397
0,45	61,35	0,0209	4,2593
0,5	62,28	0,0202	4,3242
0,6	63,91	0,0192	6,9993
0,7	65,32	0,0184	10,5173
0,8	66,58	0,0177	14,9648
0,9	67,7	0,0171	20,4295
1	68,72	0,0166	26,485

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Перевод единиц измерения, встречающихся в книге, из системы СИ в систему МКГСС [1]

Единица силы — Ньютон (Н): 1 Н=0,102 кгс=$102\cdot10^{-6}m=10^5$ дин.

Единица давления (напряжения) — Ньютон на квадратный метр (Н/м²): 1 Па=1 кг/(м·с²)=0,102 кгс/м²=$10{,}2\cdot10^{-6}$ кгс/см² (ат)=$=102\cdot10^{-9}$ кгс/мм²=10 дин/см²=10^{-5} бар.

Единица работы и энергии — Джоуль (Дж): 1 Дж=0,102 кгс·м=$=0{,}278\cdot10^{-6}$ кВт·ч=0,239 кал=$0{,}239\cdot10^{-3}$ ккал=$0{,}378\cdot10^{-6}$ л. с.·ч=$=10^7$ эрг.

Единица мощности — Ватт (Вт): 1 Вт = 0,102 кгс·м/с = $10{,}2\times$ $\times10^3$ гс·см/с=0,001 кВт=10^{-6} МВт=$1{,}36\cdot10^{-3}$ л. с.=0,86 ккал/ч=$=0{,}239$ кал/с=10^7 эрг/с.

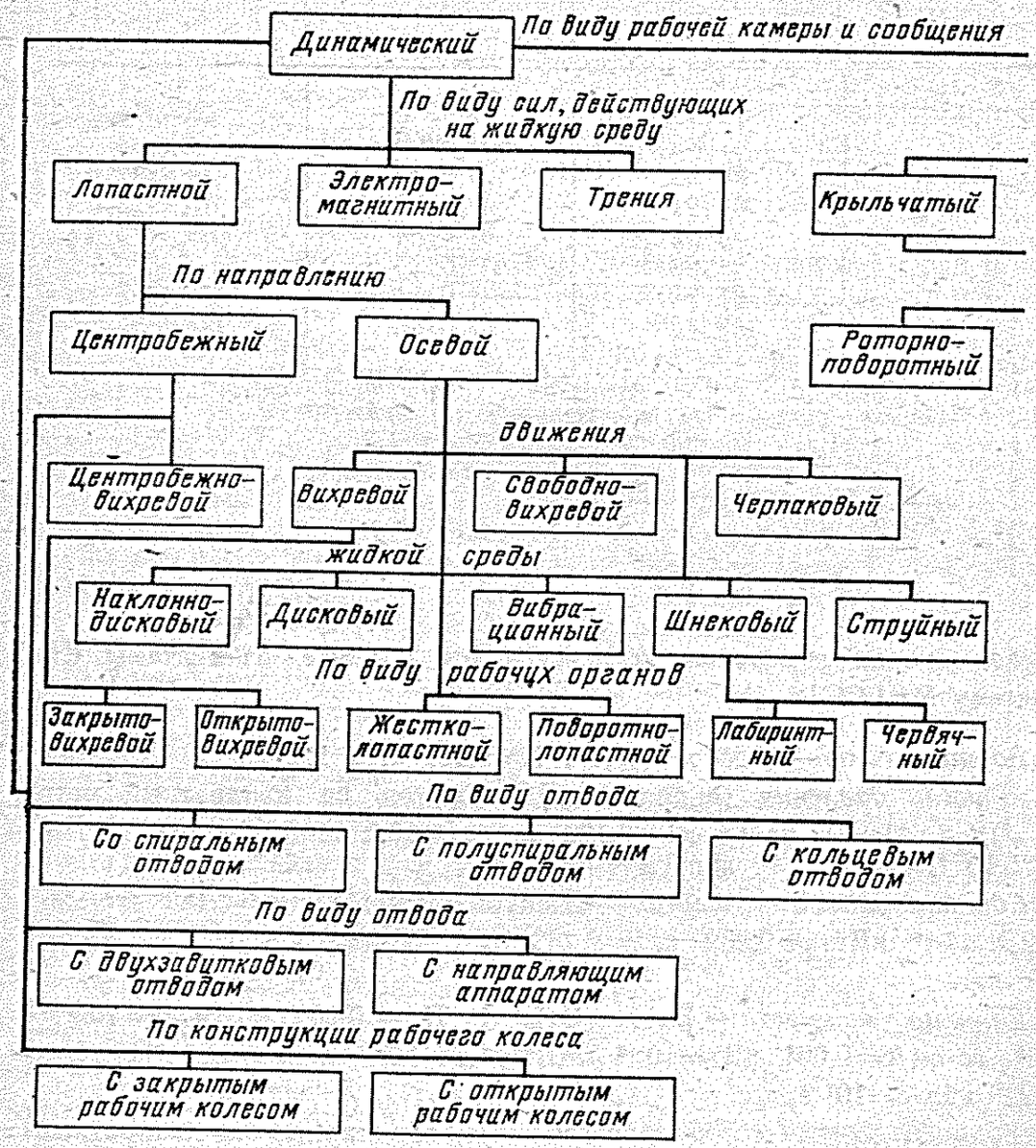
Единица динамической вязкости — Ньютон-секунда на квадратный метр: 1 Н·с/м²=1 кг/(м·с)=0,102 кгс·с/м²=10 дин·с/см² (Пз)=$=28{,}3\cdot10^{-6}$ кгс·ч/м²=$278\cdot10^6$ Н·ч/м².

Для перевода условной вязкости (°ВУ) в динамическую (μ, Пз) следует перевести условную вязкость в кинематическую (ν, Ст), а затем использовать формулу $\mu=\nu\rho$, где ρ — плотность жидкости, г/см³.

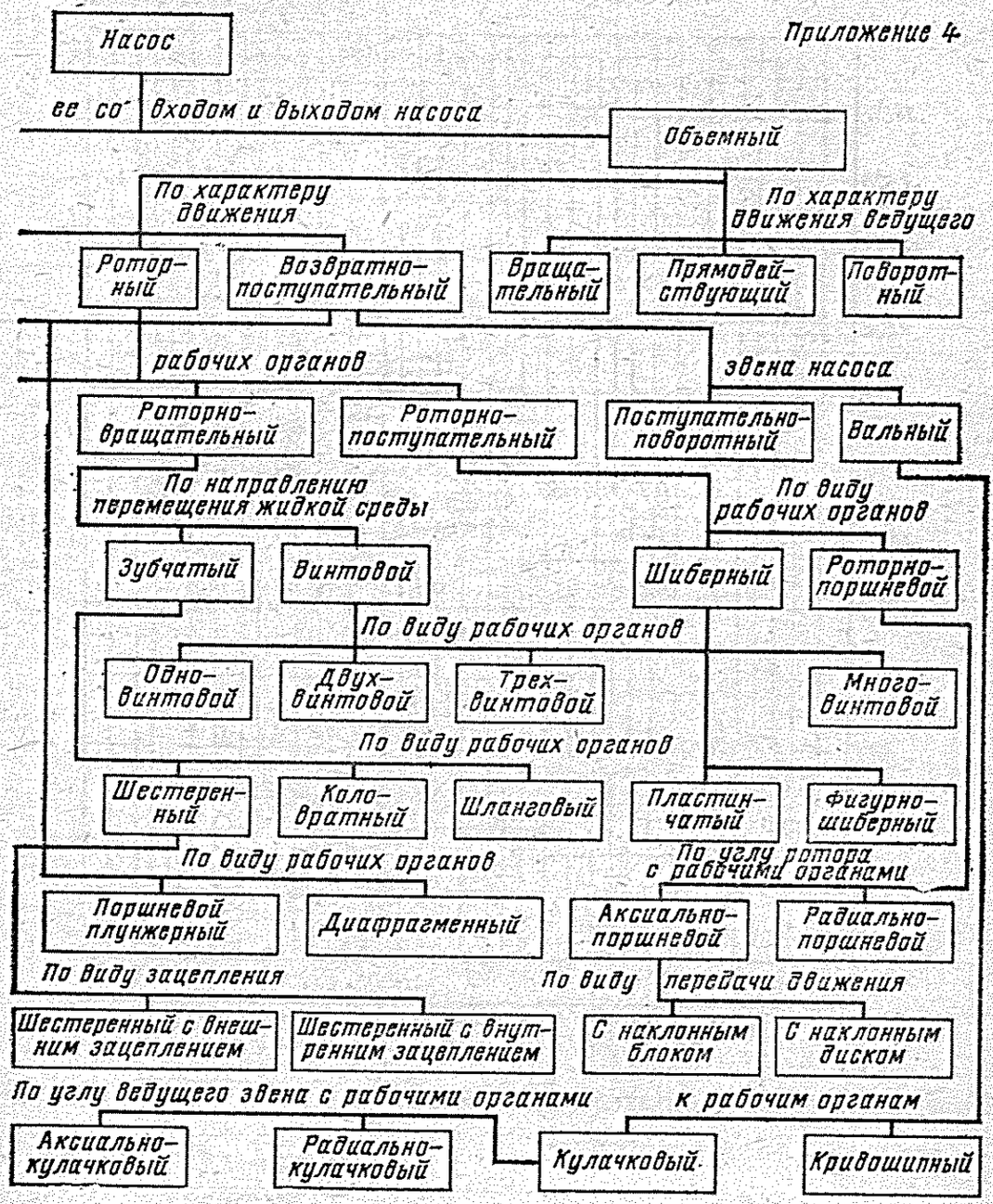
Единица кинематической вязкости — квадратный метр на секунду: 1 м²/с=10^4 см²/с (Ст)=10^6 мм²/с (сСт)=3600 м²/ч.

[1] Более подробные сведения о соотношениях между единицами измерения величин даны в [15].

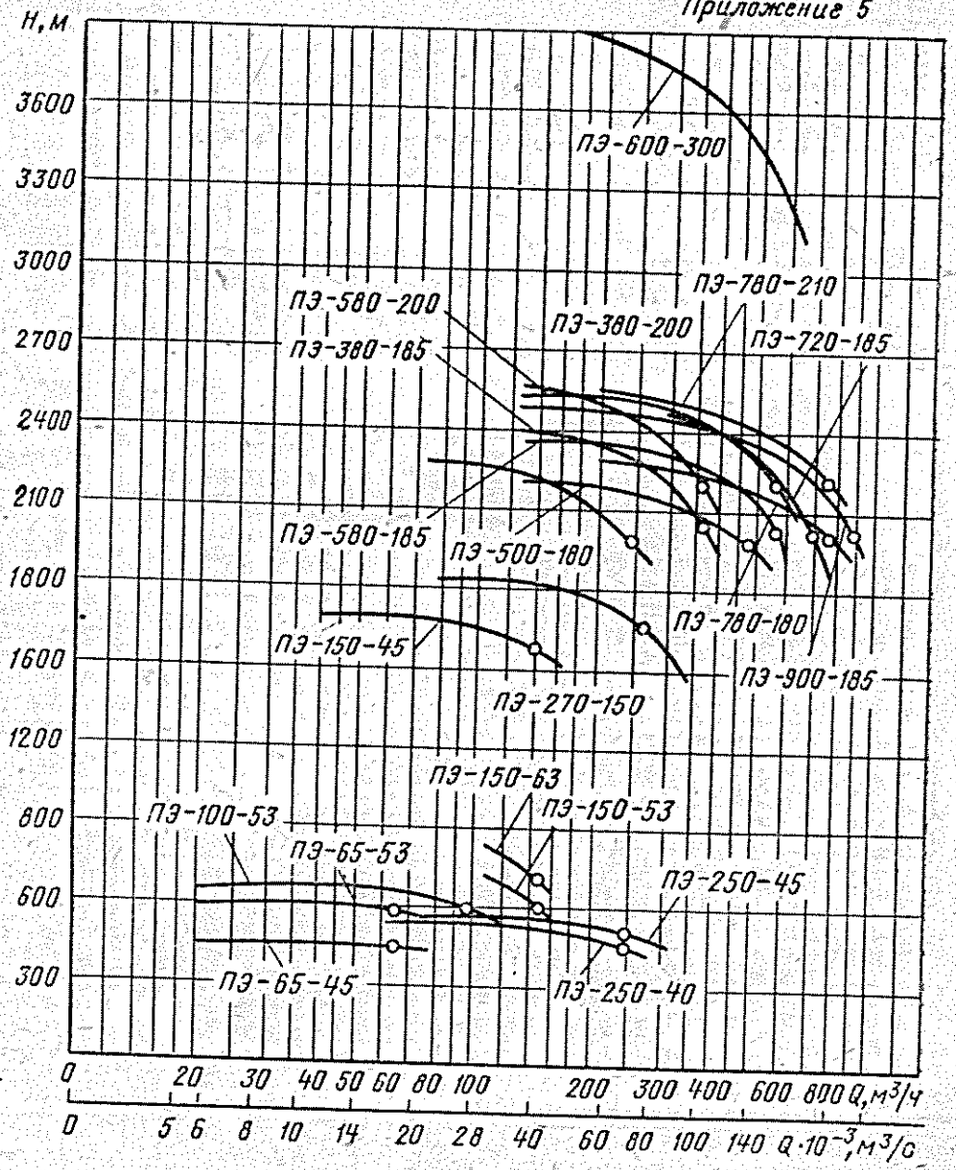
Виды насосов по принципу действия и конструкций



Приложение 4

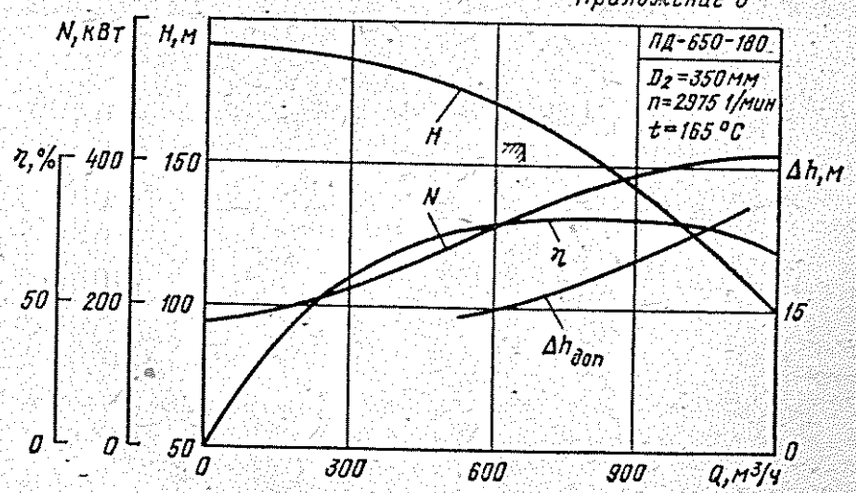


Приложение 5



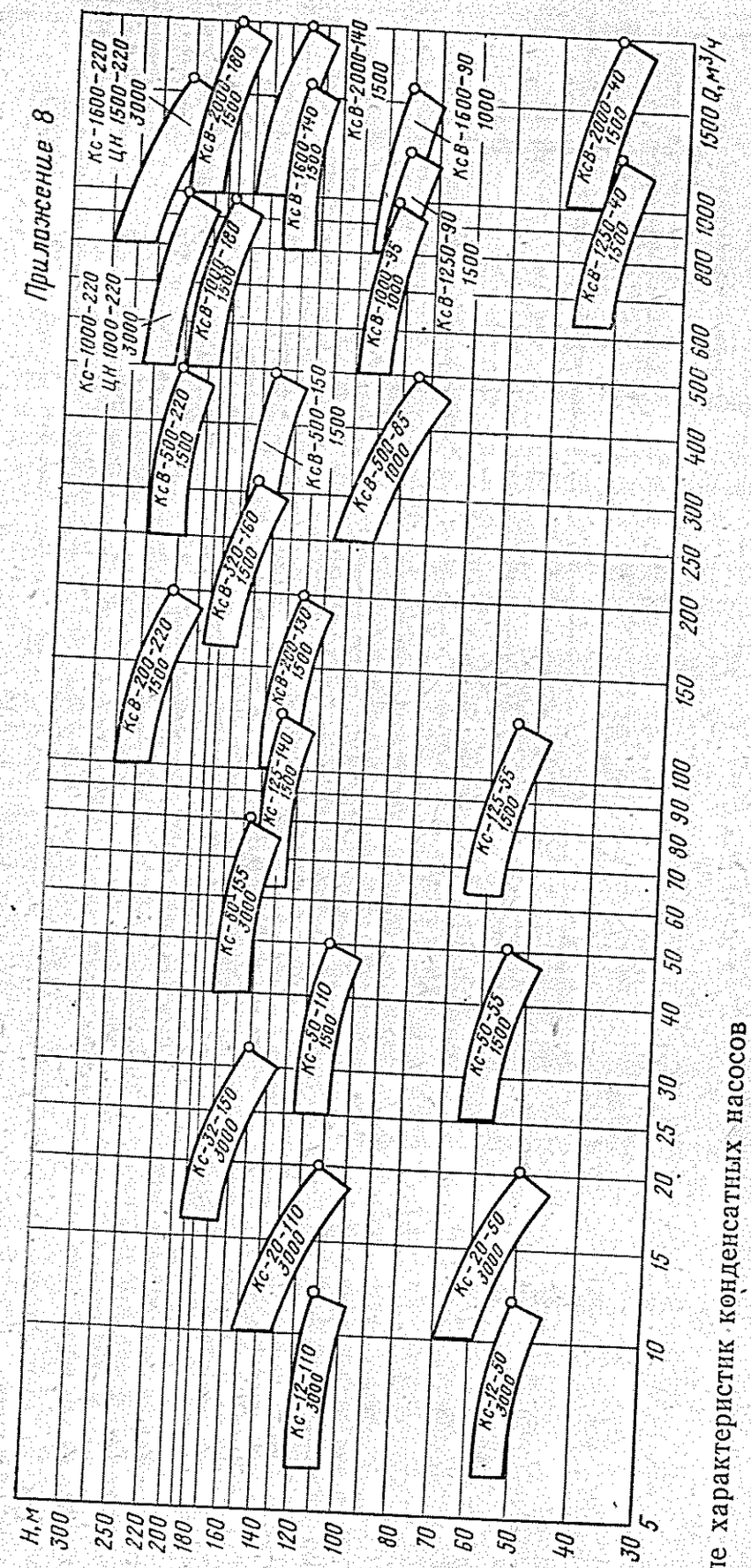
Поле характеристик питательных насосов

Приложение 6



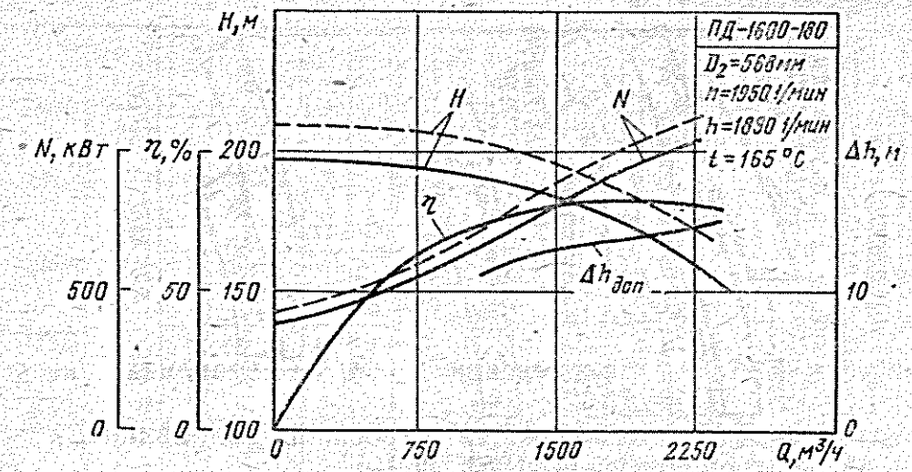
Предвключенный насос ПД-650-180

Приложение 8



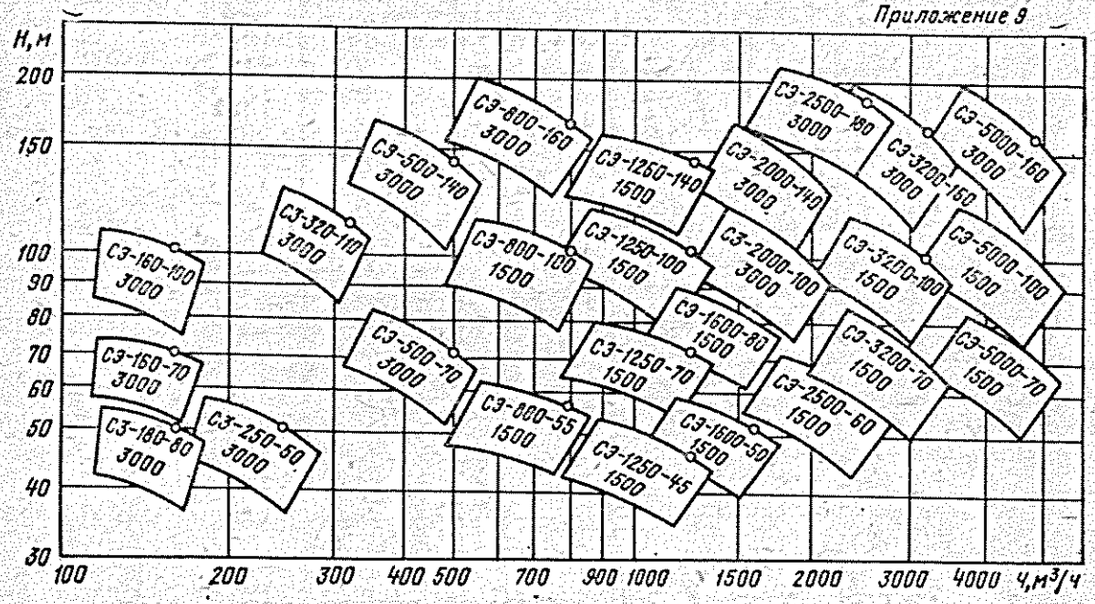
Поле характеристик конденсатных насосов

Приложение 7



Предвключенный насос ПД-1600-180

Приложение 8



Поле характеристик сетевых насосов

Список литературы

1. **Бобровский С. А., Соколовский С. М.** Гидравлика, насосы и компрессоры. — М.: Недра, 1972, 296 с.
2. **Егорушкин В. Е., Цеплович Б. И.** Основы гидравлики и теплотехники. — М.: Машиностроение, 1981, 269 с.
3. **Ерохин В. Г., Маханько М. Г.** Сборник задач по основам теплотехники и гидравлики. — М.: Энергия, 1972, 176 с.
4. **Жабо В. В., Уваров В. В.** Гидравлика и насосы. — М.: Энергия, 1976, 280 с.
5. **Основы** гидравлики, водоснабжения и канализации/ В. И. Калицун, В. С. Кедров, Ю. М. Ласков и др. — М.: Стройиздат, 1972, 381 с.
6. **Гидравлика**/ Н. Н. Кременецкий, Д. В. Штеренлихт, В. М. Алышев и др. — М.: Энергия, 1980. 384 с.
7. **Карелин В. Я.** Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. — М.: Машиностроение, 1975. 335 с.
8. **Малюшенко В. В., Михайлов А. К.** Энергетические насосы, Справочное пособие. — М.: Энергоиздат, 1981. 200 с.
9. **Маргулова Т. Х.** Атомные электрические станции. М.: Высшая школа, 1974, 360 с.
10. **Михайлов А. К., Малюшенко В. В.** Конструкции и расчет на прочность центробежных насосов высокого давления. — М.: Машиностроение, 1971. 304 с.
11. **Рабинович Е. З.** Гидравлика — М.: Недра, 1980. 264 с.
12. **Робожев А. В.** Насосы для атомных электрических станций.— М.: Энергия, 1978. 134 с.
13. **Синев Н. М., Удовченко П. М.** Бессальниковые водяные насосы.— М.: Атомиздат, 1972, 496 с.
14. **Чиняев И. А.** Поршневые насосы в теплоэнергетике. М.: Энергия, 1977, 76 с.
15. **Бурдун Г. Д.** Справочник по международной системе единиц.— М.: Изд-во стандартов, 1977, 232 с.
16. **Насосы.** Термины и определения. ГОСТ 17398-72. — М.: Изд-во стандартов, 1974, 35 с.
17. **Насосы** осевые типа О, ОП и центробежные вертикальные типа В. Каталог-справочник. — М.: 1970. 50 с.
18. **Насосы** объемные. Каталог. — Л.: 1972. 122 с.
19. **Насосы** центробежные и осевые. Справочник. — М.: 1972. 72 с.
20. **Насосы** центробежные общего применения. Каталог. — Л.: 1971. 129 с.
21. **Насосы** центробежные специальные. Каталог. — Л.: 1971. 185 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Автоматика питательных насосов 251
Альтшуля формула 57
Архимед 6

Безнапорный поток 49
Бернулли уравнение 30—33, 35—39, 48, 53, 74, 103, 117, 127, 130, 153, 156
Блазиуса зона 95
— формула 57

Вейсбаха формула 61, 312
Вентури водомер 35, 40, 47

Гидравлический радиус 27
— уклон 38
Гидромуфта 230
Гидростатический напор 20
Главные циркуляционные насосы АЭС 293

Дарси коэффициент 53
— формула 53
Дарси — Вейсбаха формула 53, 60, 67, 312
Движение жидкости 28
— — неравномерное 29
— — неустановившееся 28
— — равномерное 28
— — установившееся 28
Дозировочные насосы 277

Единицы измерения 317

Живого сечения площадь 26

Закон Паскаля 20

Идеальная подача насоса 124
Индикаторная диаграмма насоса 127
Кавитационный запас 158, 160
— — допустимый 159
— — критический 158
Кавитация в насосах 153, 156—158, 160
Кольбрука формула 56
Конденсатный насос 254
Критическая скорость 51
Критическое число Рейнольдса 51

Ламинарное течение 49, 51
Линия тока 26

Магнитный тахометр 43
Масляные насосы 281
Местная скорость 52

Напорный поток 48
Насосные станции 275
Нивелирная высота 20
Никурадзе формула 57

Осредненная местная скорость 52

Паскаль 18
Питательные насосы 222, 300
Пито трубка 33, 37, 307
Плотность жидкости 10
Поверхностное напряжение 11
Правила техники безопасности 302
Прандтля формула 57
Принципиальные схемы АЭС 289
Пуазейля формула 57
Пуск питательного насоса 250, 253
Пьезометр 32, 40, 49
Пьезометрическая высота 20, 32, 33
Пьезометрический уклон 38

Рабочая часть характеристики насоса 145
Расход жидкости 26
— — весовой 26
— — массовый 26
— — объемный 26
Расходомерная шайба 42
Рейнольдса число 50, 51, 55—57, 61, 62, 66, 149, 306, 308—310
Ротаметр 44

Сальниковые уплотнения 228
Сегментная диафрагма 44
Сетевые насосы 264
Сжимаемость жидкостей и газов 11
Скоростной напор 32, 33
Смоченный периметр 27
Сопротивления гидравлические 48
— местные 53, 60—62, 66
— трения по длине 53
Средняя линейная скорость 28

Тепловая схема ТЭС 217
Трубка Пито 33, 37, 38
— Прандтля 37, 42
— тока 26
Турбопривод 242
Турбулентное течение 49, 51, 52

Удельный объем жидкости (газа) 10
Уравнение неразрывности потока 30
— постоянства расхода 29
— струи 29
Установившееся движение жидкости 28

Физические свойства жидкостей 10

Характеристика насоса 126, 145, 147, 152
— — кавитационная 126, 158, 159
— — рабочая 126, 160
— — регулировочная 126
— — универсальная 148, 151
Химические насосы 279

Центробежный насос 136—206, 318
Циркуляционные насосы 266

Червячный насос 318
Черпаковый насос 318

Шези 7
— формула 97, 114
Шестеренный насос 209, 319
Шифринсона формула 57

Эйлера уравнение 140, 142
Эквивалентная шероховатость 56
Элементарная струйка 26
Энглера вискозиметр 306
— градусы 307
Эпюра давления 21, 25
Эрозия 157, 172

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3

Введение 6

1. Содержание предмета «Гидравлика и насосы» . . . 6
2. Краткий исторический обзор развития гидравлики как науки 6

Часть первая

ГИДРАВЛИКА

Глава первая. **Физические свойства жидкостей** 9

1.1. Виды жидкостей 9
1.2. Силы, действующие на жидкость 9
1.3. Основные физические свойства жидкостей 10
1.4. Идеальные и реальные жидкости 15

Глава вторая. **Основы гидростатики и гидродинамики** . . 17

2.1. Гидростатическое давление. Основное уравнение гидростатики 17
2.2. Понятие о потоке и элементарной струйке жидкости. Расход и средняя скорость 25
2.3. Установившееся и неустановившееся, равномерное и неравномерное движение жидкости. Уравнение неразрывности струи 28
2.4. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости и для потока реальной жидкости 30
2.5. Измерение расхода жидкости 39

Глава третья. **Движение жидкости и гидравлическое сопротивление** 48

3.1. Классификация видов движения жидкости 48
3.2. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости 49
3.3. Критерий Рейнольдса. Ламинарное течение в трубах постоянного сечения. Турбулентное движение в трубах 50
3.4. Классификация гидравлических сопротивлений . . . 53
3.5. Сопротивление трения по длине. Формула Дарси. Коэффициент гидравлического трения 53
3.6. Местные гидравлические сопротивления 60
3.7. Эквивалентная длина местного сопротивления. Сложение потерь напора по длине и на местных сопротивлениях 66

Глава четвертая. **Истечение жидкости через отверстия и насадки** 73

4.1. Истечение жидкости. Коэффициенты сжатия, скорости и расхода 73
4.2. Истечение жидкости через насадки 78

4.3. Практическое применение истечения в турбинах и насосах. Истечение при переменном напоре 84
4.4. Воздействие струи на преграду. Реактивное действие вытекающей струи 86

Глава пятая. **Движение жидкости по трубопроводам и в каналах** 91

5.1. Назначение и классификация трубопроводов . . . 91
5.2. Номограммы для расчета трубопроводов. Выбор диаметра трубы 93
5.3. Гидравлическая характеристика трубопроводов . . . 100
5.4. Сифонные трубопроводы 102
5.5. Понятие о явлении кавитации 103
5.6. Гидравлический удар в трубопроводах 106
5.7. Определение повышения давления при гидравлическом ударе и практические меры борьбы с ним 108
5.8. Равномерное движение в открытых руслах. Гидравлический расчет открытых каналов и безнапорных трубопроводов 113
5.9. Сложные трубопроводы 115
5.10. Гидравлические затворы 118

Часть вторая

НАСОСЫ

Глава шестая. **Основные понятия и термины** 123

6.1. Технические показатели и характеристики насосов . . 123
6.2. Классификация насосов 123
6.3. Напор, развиваемый насосом. КПД насоса 127
6.4. Определение мощности насоса и выбор двигателя . . 131
6.5. Краткая историческая справка 133

Глава седьмая. **Центробежные насосы** 136

7.1. Принцип действия и классификация центробежных насосов 136
7.2. Основы теории центробежного насоса. Треугольники скоростей на входе и выходе с лопасти 138
7.3. Основное уравнение центробежного насоса — уравнение Л. Эйлера 140
7.4. Теоретический напор насоса. Влияние профиля лопасти на величину напора 142
7.5. Действительный напор насоса 144
7.6. Характеристика насоса 145
7.7. Законы пропорциональности. Универсальная характеристика 148
7.8. Коэффициент быстроходности 151
7.9. Всасывающая способность центробежных насосов и ее определение. Кавитация в насосах, последствия и меры борьбы с ней 153
7.10. Осевое давление в центробежных насосах и способы его уменьшения 161
7.11. Конструктивное исполнение и промышленное применение центробежных насосов 164
7.12. Пересчет рабочей части характеристики насосов. Регулирование центробежного насоса 190
7.13. Параллельная и последовательная работа насосов. Построение суммарной характеристики 195
7.14. Пуск, остановка и эксплуатация центробежных насосов 197
7.15. Возможные неполадки в работе насоса и их устранение 201
7.16. Правила техники безопасности при обслуживании центробежных насосов 202

Глава восьмая. **Принцип действия, конструкции и применение насосов различных видов** 206

Глава девятая. **Насосное оборудование тепловых и атомных электростанций** 217

9.1. Принципиальные тепловые схемы ТЭС и АЭС . . . 217
9.2. Питательные насосные агрегаты для парогенераторов докритического давления 220
9.3. Конструкция основных узлов питательных насосов . . 224
9.4. Особенности конструкций питательных насосов ТЭС, работающих при сверхкритических параметрах пара 238
9.5. Нестационарные режимы работы питательных насосов
9.6. Автоматика, защита и сигнализация питательных насосных установок 251
9.7. Обслуживание питательных насосов 252
9.8. Назначение и конструкции конденсатных насосов . . 254
9.9. Сетевые насосы 261
9.10. Типы и конструкции циркуляционных насосов . . . 266
9.11. Насосные станции технического водоснабжения . . 275
9.12. Насосы химической водоочистки и промывки . . . 277
9.13. Масляные насосы и насосы системы топливоснабжения 282
9.14. Особенности условий работы насосов, применяемых на АЭС 289
9.14.1. Принципиальные схемы АЭС 289
9.14.2. Основное насосное оборудование АЭС . . . 293
9.15. Главные циркуляционные насосы АЭС 293
9.15.1. Герметичные насосы для воды 293
9.15.2. Насосы для воды с уплотнением вала . . . 298
9.16. Питательные насосы АЭС 300
9.17. Правила техники безопасности при обслуживании насосов ТЭС и АЭС 302
9.18. Каталоги на насосы 304

Глава десятая. **Лабораторные работы** 306

10.1. *Лабораторная работа № 1.* Определение вязкости жидкости при помощи вискозиметра Энглера . . . 306
10.2. *Лабораторная работа № 2.* Снятие пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения 307
10.3. *Лабораторная работа № 3.* Определение числа Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения 308
10.4. *Лабораторная работа № 4.* Экспериментальное определение коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициентов местных сопротивлений 310
10.5. *Лабораторная работа № 5.* Исследование истечения жидкости через различные отверстия и насадки . . 312
10.6. *Лабораторная работа № 6.* Снятие характеристики центробежного насоса 314

Приложения 315

Список литературы 323

ВЛАДИМИР ВЛАДИМИРОВИЧ ЖАБО,
ВАСИЛИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ УВАРОВ

Гидравлика и насосы

Редактор *И. А. Шалобасов*
Редактор издательства *Т. И. Мушинска*
Художественный редактор *Т. А. Дворецкова*
Технический редактор *О. Д. Кузнецова*
Корректор *Г. А. Полонская*
ИБ № 301

Сдано в набор 17.10.83 Подписано в печать 29.11.83 Т-22730
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 3 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 17,22 Усл. кр.-отт. 17,43 Уч.-изд. л.18,84
Тираж 30000 экз. Заказ 3275 Цена 75 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Москва, М-54, Валовая, 28